



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**HYDRAULICKÝ LIS NA LISOVÁNÍ ROTOROVÝCH
PAKETŮ**

HYDRAULIC PRESS FOR STAMPING OF ROTOR PACKETS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Adam Hrnčířík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Adam Hrnčířík**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Omes, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Hydraulický lis na lisování rotorových paketů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Lis je určen na lisování hřídelů do paketů elektromotorů. Lis bude vertikální konstrukce.. Lisování je hydraulické, upínání pneumatické, ovládání je elektrické. Pracovní cyklus bude automatický, vkládání a vyjímání paketů je ruční. Stroj umožňuje provoz v ručním, automatickém a servisním módu. Při pracovním cyklu je vstup do pracovního prostoru hlídán světelnou závorou.

Rozměry hřídelů a paketů:

Hřídel

Maximální délka 525,5 mm.

Maximální průměr 20,34 mm (+−0,03 mm).

Pakety

Vnější průměr 51,5 mm.

Vnitřní průměr maximálně 20,23 mm.

Maximální délka paketů 310 mm.

Cíle bakalářské práce:

Vypracování konstrukčního návrhu a výběr optimální varianty.

Návrhové a kontrolní výpočty.

Výkres hlavní sestavy, vybrané podsestavy a min. 3 detailních výkresů.

Seznam doporučené literatury:

CERHA, Josef. Hydraulické a pneumatické mechanismy I. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-560-0.

ČECHURA, Milan. Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů, Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. Vyd.1 . Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, únor 2015. 109 s. ISBN 978-80-261-0513-8

NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Vyd. 1. Brno: VUT FSI v Brně. září 2002

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů, Tvářecí stroje. Vyd. 1. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, únor 2004. 126 s. ISBN 80-7082-738-6.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

ŠTRBA, Marián a Jiří JANOUŠ. Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky: československá státní norma ČSN 21 0001: schválena listopad 1996. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1996.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se věnuje návrhu konstrukčního řešení hydraulického lisu pro lisování montážního celku rotorové hřídele elektromotoru a celku rotorových paketů. Obsahem této práce jsou pevnostní výpočty a konstrukční návrh hydraulického lisu a výpočty hydraulických komponent. Na základě těchto výpočtů byla vytvořena výkresová dokumentace lisu.

ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on design of the hydraulic press for pressing assembly unit of the rotor and the shaft for electric motor. The content of this thesis are elastic and deformation calculations of frame and calculation of hydraulics components. Technical documentation of this hydraulic press were created based on previous calculations.

KLÍČOVÁ SLOVA

hydraulický lis, strojní zařízení, elektromotory, výrobní proces, efektivita, pevnostní výpočty, návrh lisu

KEYWORDS

hydraulic press, machinery, electric motors, manufacturing process, efficiency, elastic and deformation calculations, hydraulic press design

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HRNČIŘÍK, Adam. Hydraulický lis na lisování rotorových paketů [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-24]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/113027>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Omes.

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval firmě Franklin Electric s.r.o. v Brně za možnost zpracovat bakalářskou práci na toto téma a panu Pavlu Konečnému za výběr tohoto tématu. Mé díky patří také panu Ing. Jiřímu Omesovi, Ph.D. za podnětné diskuze, návrhy a připomínky, konzultace a ochotu při vedení této práce.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jiřího Omese a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 10. května 2019

.....

Hrnčířík Adam

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	MOTIVACE.....	17
3	POPIS SOUČASNÉHO STAVU VÝROBY ROTORU.....	19
3.1	Polotovary vstupující do procesu lisování	19
3.1.1	Typy hřídelí	20
3.1.2	Typy paketů a paketové celky	20
3.2	Stávající zařízení a výrobní proces	20
3.3	Rozbor nevyhovujících parametrů stávajícího zařízení.....	21
3.3.1	Upínání paketového celku	21
3.3.2	Upínání hřídele	21
3.3.3	Proces lisování.....	22
4	NÁVRH A VOLBA KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ.....	23
4.1	Nosný rám stroje	23
4.1.1	Litinový rám	23
4.1.2	Svařovaný a montovaný rám	23
4.1.3	Čtyřsloupový rám	24
4.2	Upínací zařízení paketového celku	25
4.2.1	Upínací hlava	25
4.2.2	Pneumaticky ovládné čelisti	25
4.3	Spodní polohovací zařízení.....	26
4.3.1	Vkládání podložek	26
4.3.2	Ručně řízené pohybové šrouby.....	27
4.3.3	Automaticky řízené pohybové šrouby	27
4.4	Zakládání hřídele do lisu.....	28
4.4.1	Pneumaticky ovládané chapadlo	28
4.5	Hydraulický systém	29
4.5.1	Prvky hydraulického systému.....	29
5	KONSTRUKČNĚ VÝPOČTOVÁ ČÁST	31
5.1	Výpočet výkonu lisu	31
5.1.1	Metodika výpočtu	31
5.1.2	Výpočty	32
5.2	Pevnostní výpočty a konstrukce rámu	34
5.2.1	Horní traverza	35
5.2.2	Dolní traverza	38
5.2.3	Matice a sloupy.....	41
5.2.4	Pracovní stůl	43
5.2.5	Celkový návrh konstrukce	43
5.3	Konstrukce polohovacího zařízení.....	44
5.4	Výpočet parametrů hydraulického systému a volba komponent.....	48
5.4.1	Hydraulický lineární motor	48
5.4.2	Hydraulický agregát	48
5.4.3	Další prvky hydraulického systému	49
5.5	Volba bezpečnostních prvků.....	50
5.6	Přehled kompletního návrhu zařízení	51
6	ZÁVĚR.....	53

7	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	55
8	SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK.....	57
8.1	Seznam tabulek.....	57
8.2	Seznam obrázků.....	57

1 ÚVOD

Sériová výroba jakéhokoliv druhu klade důraz na poměr počtu vyrobených produktů, náročnost výrobního procesu a dosaženou kvalitu. Na základě toho vyvstal ve společnosti Franklin Electric s.r.o. požadavek na návrh nového hydraulického lisu pro lisování rotorových hřídelí elektromotorů a příslušných rotorových paketů. Proces lisování probíhá na společném pracovišti pro operaci obrábění konce hřídele, nalisování hřídele do paketu a kalibrace nalisovaného montážního celku.

První část bakalářská práce pojednává o stávajícím stavu pracoviště a procesu výroby. Následně je současný stav podroben rozboru a návrhu možných vylepšení a zefektivnění výroby. Další část bakalářské práce předkládá návrhy řešení konstrukce nového hydraulického lisu. Poslední část se věnuje výpočtům a samotné konstrukci ideálního řešení hydraulického lisu v souladu s požadavky na výrobní proces a zefektivnění výroby.

2 MOTIVACE

Cílem práce je nalézt vhodné řešení zefektivnění výroby montážních celků rotoru a následný konstrukční návrh hydraulického lisu dle vystoupivších požadavků z rozboru současného stavu. Konstrukční návrh bude proveden na základě funkčních a pevnostních výpočtů vztahujících se ke konstrukci rámu stroje, upínacího zařízení, pneumatického a hydraulického systému. Dále bude vytvořen kompletní digitální model zařízení a výkresová dokumentace hlavních konstrukčních uzlů toho zařízení.

3 POPIS SOUČASNÉHO STAVU VÝROBY ROTORU

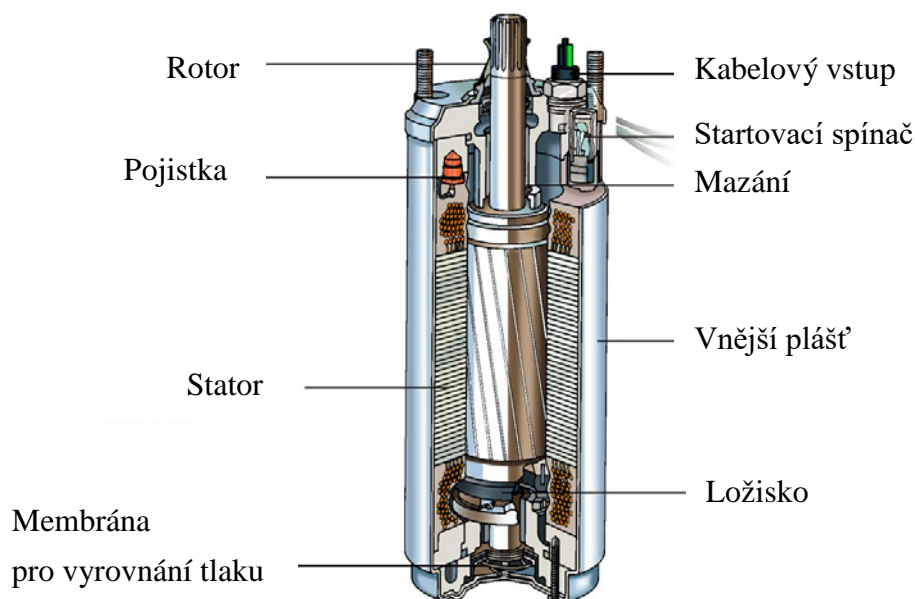
Brněnská pobočka společnosti Franklin Electric se zabývá výrobou elektromotorů pro čerpadla používaná pro čerpání vody. Vyrábí se zde několik různých druhů těchto motorů mající různé výkony, konstrukční provedení vnitřní části a velikost. Všechny tyto elektromotory pracují na principu pevně uloženého statoru a pohyblivého rotoru. Stator je u této konstrukce zároveň nositelem pláště celého elektromotoru. (obr. 1)

Tato bakalářská práce se věnuje výrobě rotorové části elektromotoru, a to montážnímu celku hřídele a rotorových paketů. Výroba tohoto celku probíhá nalisováním hřídele do otvoru ve středu paketového celku. Paketový celek je tvořen paketovými plechy, jejichž počet je určen požadovaným výkonem elektromotoru a jeho velikostí. Tento polotovár díky předchozím operacím tvoří kompaktní celek, který je možné upnout do upínacího zařízení lisu a nalisovat do něj hřídel. Tento lisovaný spoj přenáší kroutivý moment vytvořený indukovaným magnetickým polem mezi statorem a rotorem na hřídel a ta jej přenáší na rotační zařízení (čerpadlo) připojené k zakončení hřídele. Konstrukce obou spojovaných částí je navržena tak, aby spoj byl dostatečně silný a nedocházelo k prokluzu hřídele v paketovém celku.

Hřídele i paketové celky jsou vyráběny ve více variantách. Všechny paketové celky mají stejná vnější průměry, liší se však rozdílnými otvory pro hřídele (2 varianty) a rozdílnou velikostí otvorů na vnějším okraji paketového plechu. U hřídelí se vyskytují pouze dvě varianty a ty se navzájem liší v průměru hřídele v místě, kde bude nalisován paketový celek. Ke každé hřídeli přísluší paketový celek s odpovídajícím otvorem a délkou.

3.1 Polotovary vstupující do procesu lisování

Výroba rotoru elektromotoru probíhá lisováním dvou klíčových součástí do jednoho funkčního celku, který jako polotovár vstupuje do dalších operací. Jedná se o polotovár hřídele a rotorový paket. Po operaci lisování vstupuje celek do dalších operací, které vedou až k dokončení rotoru do statoru, který je vyráběn odděleně.



Obr. 1) Řez 4" motorem Franklin Electric a jeho stavba [10] (překlad vlastní)

3.1.1 Typy hřídelí

Pro výrobu těchto elektromotorů (obr. 2) se používají hřídele rozličných délek, které závisí na výkonu motoru, a dvou různých funkčních průměrech, což je část hřídele, na které jsou nalisovány paketové plechy. Hřídele jsou vyrobeny ze dvou polotovarů různých materiálů, které jsou svařeny technologií svařování třením. Tento výsledný svařenec je obroben a připraven pro lisování do celku s pakety.

3.1.2 Typy paketů a paketové celky

Paketové plechy se vyrábí se dvěma různými průměry otvorů v jejich středech, které odpovídají funkčním průměrům příslušných hřídelí. Dále se pak vyrábí dva různé typy vzhledem k rozložení a velikosti prostřihů na vnějším okraji paketového plechu. Celkem lze tedy vyrábět čtyři různé druhy paketových plechů. Paketové plechy jsou vyráběny z materiálu o tloušťce $0,65\text{ mm}$ z oceli 1.0364. Podle vyráběného druhu paketového celku se přesně určené množství paketových plechů, odpovídají délce paketu, spojí slitinou hliníku. Tato slitina se nachází v otvorech po obvodu paketového plechu. Paketový celek je ukončen na každé straně nálitkem, tzv. endringem. Existuje více možností konstrukčního řešení endringu lišící se hlavním průměrem, zkosením hran, jeho výškou a podobně. Pro tuto práci je konstrukce endringu nedůležitá, proto jej zanedbáme.

3.2 Stávající zařízení a výrobní proces

Při současném stavu pracoviště obsluhuje jeden operátor, který provádí všechny úkony přiřazené tomuto pracovišti. Mezi tyto úkony patří lisování, kalibrace slisovaného celku a obrábění konce hřídele po lisování. Obrábění slisovaného celku je mimo pozornost této bakalářské práce, jelikož způsob lisování nedokáže ovlivnit žádný z parametrů při obrábění.

Lisování probíhá na dvou nezávislých pracovištích, každé z těchto pracovišť obsahuje hydraulický vertikální jednoúčelový lis. Každý z těchto lisů má jisté odlišnosti, ale základ celého procesu je totožný. Výroba probíhá tak, že operátor z výrobního příkazu odečte délku hřídele a paketového celku vyráběného rotoru a dle toho do lisu vloží potřebnou podložku pod



Obr. 2) Čerpadlové elektromotory společnosti Franklin Electric [9]

paketový celek. Tato podložka zachovává polohu roviny lisování u všech typů statorů. Podložka má tvar válce s otvorem pro průchod hřídele a kruhové vybrání pro částečné vložení paketového celku. Na zakončení hydraulického válce operátor připevní horní lisovací přípravek. Jedná se o válec s kruhovou kapsou, jejíž hloubka určuje vzdálenost konce hřídele od paketového celku. Následně vloží operátor do lisu paketový celek, do jeho otvoru částečně zasune hřídel a stisknutím oboustranného spínače spustí automatický proces lisování. Prostor lisu je v průběhu lisování chráněn buďto světelnou zábranou nebo zábranou ve formě plexiskla. Lis v průběhu lisování sjíždí z horní úvratě dolů až lisovací přípravek dosedne na hliníkové zakončení paketového celku. Následně stoupne tlak v hydraulickém obvodu na nastavenou horní mez a lis se vrací do své horní úvratě. Operátor vyjme slisovaný celek a předává jej k další operaci.

Další operace spočívá v kontrole a kalibraci obvodového házení rotoru. Rotor se upne mezi hroty do důlků na koncích hřídele. Následně se s ním ručně otáčí a na číselníkovém úchylkoměru se sleduje maximální dosažené házení vůči požadované přesnosti. Tyto úchylkoměry jsou v místech, kde se ze zkušeností z výroby předpokládá hodnota házení mimo toleranci. V případě překročení povoleného házení se proti směru výchylky zatlačí pístem, který je pod upnutým rotorem, a tím se rotor kalibruje, dokud hodnota házení nevyhovuje předepsané geometrické toleranci.

Poslední operace na pracovišti je již zmíněné obrábění. Zde se obrábí konce hřídele do finální podoby. Po této operaci je rotor dokončený a jako polotovár vstupuje do vyššího montážního celku.

3.3 Rozbor nevyhovujících parametrů stávajícího zařízení

Stávající hydraulické lisy mají řadu nevyhovujících parametrů, které budou u konstruovaného zařízení potlačeny nebo odstraněny. Všechny tyto parametry omezují rychlost výroby i kvalitu výsledného celku. Následně se musí provádět operace, které vedou k odstranění neshod s výrobní dokumentací rotoru. Mezi ně patří nevyhovující obvodové házení či deformace endringu. Toto prodlužuje čas potřebný pro výrobu rotoru a snižuje se efektivita výroby.

3.3.1 Upínání paketového celku

Paketový celek se do stávajících zařízení vkládá do vkládané podložky ve tvaru válce s vnitřním vybráním, jehož průměr je větší než průměr paketu a má otvor pro průchod nalisované hřídele. Tento stav je nevyhovující z důvodu toho, že paketový celek nemá garantované uložení v poloze souosé s pístem válce ani horním lisovacím přípravkem. Z toho důvodu po vložení hřídele a započatí lisování dochází k pohybům paketu i hřídele. Tyto pohyby jsou při lisování nežádoucí.

Odstranění tohoto problému bude vyřešeno zkonstruováním upínacího zařízení, které po vložení paketového celku upne tento celek souose s horním lisovacím nástrojem i pístem válce.

3.3.2 Upínání hřídele

Hřídel je při lisování volně vložena do otvoru v paketovém celku. Následně je spuštěn proces lisování a po sjetí horního nástroje k hřídeli dojde k jejímu vycentrování v horním nástroji. Jelikož je hřídel i paketový celek uložený volně, dochází k pohybům obou polotovarů mimo osu lisování. Každý z těchto polotovarů je odkloněn od osy lisování.

V navrhovaném zařízení bude hřídel jednak nasazena do otvoru v paketovém celku a následně i fixována pneumatickým zařízením v určité vzdálenosti nad ukončením paketového celku. To spolu s upínacím zařízením paketového celku zařídí, aby se oba polotovary nacházely souose s osou lisování.

3.3.3 Proces lisování

Po vložení paketového celku i hřídele je spuštěn proces lisování. Nástroj sjíždí z horní úvratě dolů a dosedá na zakončení hřídele, tu pak zalisuje do paketového celku. Konec lisování nastává až horní nástroj dosedne za zakončení paketového celku, stoupne tlak v hydraulickém obvodu a lisovací proces se automaticky přeruší.

Popisovaný proces je nevyhovující z toho důvodu, že nástroj dosedá na paketový celek, který je z obou stran zakončen prvek ze slitiny hliníku. Tento prvek je tlakem lisovacího nástroje na obou stranách paketového celku deformován. Navrhované řešení tohoto problému je buďto ukončit lisování tím, že horní nástroj dosedne na pevný doraz, který bude součástí rámu stroje a proces lisování se ukončí nebo instalováním koncového snímače pohybu pístu, který vyšle signál a řídicí systém ukončí proces lisování, případně kombinací obou systémů jakožto bezpečnostní opatření.

4 NÁVRH A VOLBA KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ

Při návrhu konstrukce rámu stroje, upínacích zařízení, hydraulického a pneumatického systému bylo uvažováno více možností, které budou diskutovány v této části bakalářské práce. Následně bude vybrána varianta konstrukčního řešení, která bude nejvíce vyhovovat požadavkům na konstrukci a funkčnost lisu a také na výrobní proces.

Stroj je koncipován jako samostatně stojící lis s vlastním hydraulickým agregátem a připojením na centrální rozvod stlačeného vzduchu. Hydraulický agregát nemusí být přímou součástí stroje a stroj musí být pro obsluhu přístupný alespoň ze dvou stran. Jedna strana je uvažována jako pracovní, druhá jako servisní pro přístup k prvkům hydraulického systému, rozvodům a připojení na tlakový vzduch.

Stroj musí obsahovat aktivní i pasivní bezpečnostní prvky pro ochranu obsluhy i pro detekci poruchy a zastavení procesu lisování. Mezi tyto prvky patří světelné zábrany, krytování stroje či vícenásobný systém ukončení lisovacího procesu ve spodní úvratí lisu.

4.1 Nosný rám stroje

Základní prvkem celého hydraulického lisu je nosný rám, který ponese všechno technologické vybavení stroje. Možností konstrukce nosného rámu je celá řada. Každý z přístupů ke konstrukci rámu má svá pozitiva i negativa, která byla při výběru konečného řešení diskutována. Výsledné řešení bude zpracováno včetně funkčních výpočtů a bude zpracována modelová i výrobní dokumentace.

4.1.1 Litinový rám

Prvním uvažovaným řešením je použití odlitku jako rámu stroje. Litina, obecně slitina železa s uhlíkem, má vysokou odolnost proti tlaku a teplotě, zároveň je však křehká. Litinové rámy se nejčastěji označují jako C-rámy [14] (obr. 3a). Tento název odkazuje na tvar rámu, který je vhodný jak pro lisy, tak pro obráběcí centra s vertikálním uložením hnací jednotky. Vzhledem k velikosti navrhovaného zařízení a jeho výrobě v malé sérii (1 až 2 kusy) se jeví použití odlitku jako prostorově i technologicky náročné. V případě tohoto lisu lze lité polotovary uvažovat pouze jako části konstruovaného stroje, například beran nebo pracovní stůl.

4.1.2 Svařovaný a montovaný rám

Další uvažované řešení je využití hutních polotovarů. V dnešní době je snadno dostupná celá škála normalizovaných polotovarů. Mezi ně patří například plechy, profily či tyče. K výrobě rámu lze buďto použít jen jeden typ hutního polotovaru nebo jejich kombinaci. Následující odstavce se tomuto tématu budou věnovat.

První možnost je svařovaný rám z plechových výpalků (obr. 3b), který by po svaření tvořily svařenec ve tvaru hranolu. Tento hranol by byl zpevněn žebry, pracovním stolem, spodní a horní podstavou. V tomto případě by pro vedení beranu lisu muselo být použito lineární vedení. Toto řešení bylo v rámci prvotních návrhů rozpracováno, následně však odloženo.

Další možností je rám svařovaný z tvarových profilů. Těchto hutních polotovarů je na trhu velké množství a jsou standardizované. K návrhu konstrukce byl vybrán profil tvaru U (IPE) a dutý profil čtvercový a obdélníkový. Oba vybrané duté profily mají pro konstrukci rámu

nevýhodu v tom, že v rámci stroje jejich vnitřní prostor představuje velké množství nevyužitelného místa. Profil IPE je naproti tomu otevřený a lze jej tedy využít i jako vedení pro kabeláže, hydraulické i pneumatické hadice. Při použití profilu IPE i dutých profilů by bylo nutné na rám montovat lineární vedení pro vedení beranu lisu. Montáž lineárních vedení by vyžadovala obrábění funkčních ploch na svařenci.

Další možností je smontovat rám z menších svařovaných celků. Tato řešení přináší celou řadu výhod. Jako první výhoda je snazší výroba svařence a jeho následné obrábění. Stroj lze taky snáze modifikovat, případně rozebrat a transportovat. Celý rám je následně smontován a jednotlivé díly jsou mezi sebou spojeny pomocí šroubů. U těch musí být zaručena dostatečná pevnost vzhledem k jejich zatížení a musí být utaženy dostatečným předepínacím momentem.



Obr. 3) a) Litinový C-rám stolního lisu TOX® série CEC [14], b) Svařovaný C-rám stolního lisu TOX® série PC [14]

4.1.3 Čtyřsloupový rám

Další navrhované řešení využívá jako hlavní nosný prvek tyče kruhového průřezu [11]. Tyto tyče jsou na obou koncích usazeny do traverz, které slouží jako horizontální prvek rámu. Traverzy jsou uvažovány jako svařence. Celé řešení spojuje výhody montovaného a svařovaného rámu, kdy traverzy jsou svařence z plechů nebo profilů a jsou smontované s vertikálními tyčemi. Toto řešení přináší úsporu místa v pracovním prostoru lisu i úsporu materiálu, jelikož spojení mezi oběma traverzami je provedeno pouze pomocí čtyř tyčí. Tyto tyče můžou taky zastávat funkci lineárního vedení horního beranu. Nevýhodou je však, že na



Obr. 4) a) Univerzální hydraulický lis CBA 200 se čtyřsloupovým rámem [11], b) navrhované řešení konstrukce rámu

rám nelze v prostoru mezi traverzami montovat žádné technologické vybavení stroje. Tento přístup ke konstrukci rámu (obr. 4) byl vybrán pro zde konstruované zařízení a bude dále použit v této práci.

4.2 Upínací zařízení paketového celku

Upínací zařízení paketových celků musí splňovat požadavky na opakovatelnou přesnost upínání a univerzálnost. Od začátku byly uvažovány dva typy upínacích zařízení, první zařízení je založené na principu upínací hlavy soustruhu (sklíčidlo) a druhé zařízení je založeno na principu dvoučelistových kleští.

4.2.1 Upínací hlava

Toto zařízení je uvažováno jako tříčelistová upínací soustruhová hlava [17]. Při upínání je zde využito kruhového průřezu paketového celku. Pohyb každé z čelistí ve směru osy procházející středem upínacího zařízení je zajištěn rotačním pohybem talíře s vedením jednotlivých čelistí, kde jsou čelisti usazeny po 120°. Na základě tohoto principu upínací zařízení vždy vycentruje upínanou součást souose s osou upínacího zařízení. Toto zaručuje opakovatelnou přesnost upnutí. Vzhledem k požadavku na stejnou rovinu lisování pro všechny typy rotorů, a tedy k velkému rozpětí upínaných paketových celků jsou zde dvě možnosti upínání. První možnost je pevně uložené zařízení s dlouhými čelistmi pokrývajícími celou škálu upínaných paketových celků s posuvným spodním dorazem pro uložení paketového celku. Toto zařízení pevně spojeno



Obr. 5) Samostředící upínací hlava TOS IUH 100 [17]

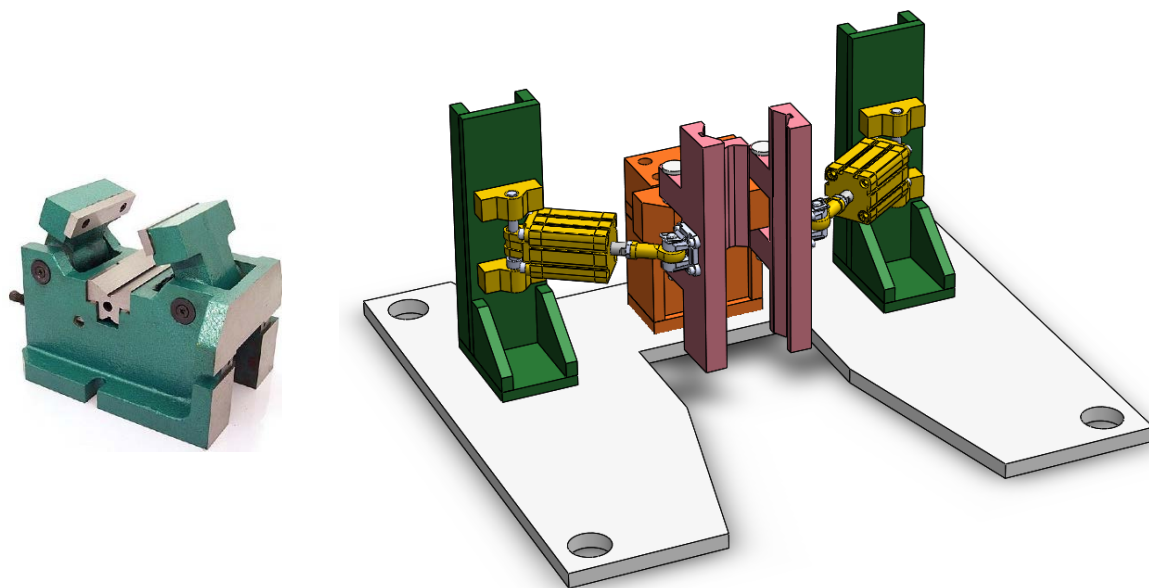
s rámem stroje a tím pádem jeho zatížení při lisování je proloženo do rámu. Nevýhodou jsou však dlouhé čelisti, které mohou způsobovat problémy při upínání krátkých paketových celků na volném konci čelistí. Druhá možnost je pohyblivé upínací zařízení s pohybem v ose lisování s vyměnitelnými čelistmi podle délky paketového celku s pevným spodním dorazem pro uložení paketových celků v těle upínacího zařízení. Výměna čelistí je nutná při přerušení práce stroje a zpříčiňuje celkové zpomalení výroby. Z těchto důvodů nebude toto řešení použito pro konstrukci stroje v rámci této bakalářské práce.

4.2.2 Pneumaticky ovládné čelisti

Toto řešení (obr. 6) je koncipováno jako dvoučelistové upínací kleště. Pro upnutí je zde využito dvou čelistí (na obrázku světle červeně), kdy každá z nich je profilovaná tak, aby paketový celek byl upnut souose s hydraulickým válcem. Obě čelisti jsou ovládány pneumatickými válci (žlutě), které pracují synchronně. Paketový celek je vkládán na pohyblivý spodní doraz, jehož poloha je přímo řízena řídicím systémem na základě zadaného druhu výrobku, a jeho poloha je zajištěna o zadní dosedací plochu mezi oběma čelistmi. Tento systém přenáší sílu působící při procesu lisování jak do rámu stroje přes čelisti namontované na konzole (zelená) na pracovním stole, tak i zatěžuje polohovací zařízení spodního dorazu. Návrh zařízení je inspirován strojním

prizmatickým svěrákem od výrobce Darmet [12]. Tento svěrák se používá pro upnutí trubek pomocí uložení trubky do prizmatického vedení a dvou hydraulicky ovládaných čelistí.

Pro návrh zařízení byla zvolena pouze jedna délka čelistí tak, že dokáží upnout celou požadovanou škálu paketových celků. Čelisti jsou k pneumatickým válcům [21] upevněny ve svém středu na rozdíl od upínací hlavy, kdy jsou čelisti upevněny pouze na jedné straně každé čelisti. Čelisti se uzavírají symetricky ke středu paketu, který je uložen v zařízení a opřen o zadní prizmatické vedení. Po úplném uzavření je paket fixován třemi čelistmi. Vložení paketového celku probíhá z čelní strany mezi rozevřené čelisti. Paketový celkem je založen na spodní dosedací plochu (není na obrázku) a zároveň se opírá o zadní prizmatické vedení, čímž je dosaženo vždy stejného založení do upínacího zařízení. Vyjmutí probíhá podobně, avšak celý výrobek se musí nejprve zvednout vertikálně tak, aby nalisovaná hřídel byla vytažena ze spodního přípravku pro uložení paketu. Výrobek je nakonec vyjmut mezi rozevřenými čelistmi. Tento typ zařízení byl vybrán pro použití ve zde konstruovaném zařízení.



Obr. 6) a) Prizmatický svěrák DARMET [12] b) Konstrukční návrh pneumaticky ovládaných čelistí pro upínání paketových celků.

4.3 Spodní polohovací zařízení

Paketový celek při založení do upínacího zařízení dosedá na plochu spodního polohovacího zařízení. Tato plocha je vzdálena od lisovací roviny v závislosti na délce vloženého paketového celku. Nejjednodušší varianta je vkládání podložek pod paketový celek v závislosti na jeho délce. Další uvažovaná řešení jsou ručně a automaticky ovládaný pohybový šroub, který pohybuje konzolou s dosedací plochou do požadované polohy.

4.3.1 Vkládání podložek

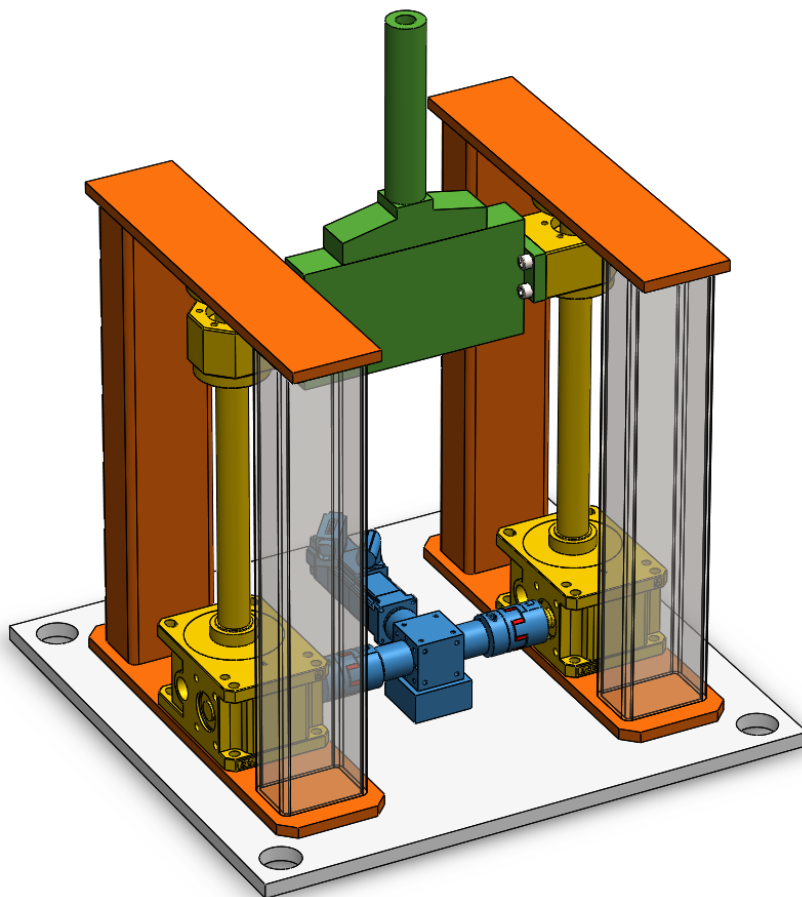
Stávající hydraulický lis vymezuje polohu paketového celku v lisu pomocí podložek, které jsou vkládány pod paketový celek. Každá z těchto podložek určuje vzdálenost mezi lisovací rovinou a plochou, kde bude založen paketový celek. Tento způsob je velmi jednoduchý, avšak při jeho používání dochází k opotřebení těchto podložek, prodávám v důsledku jejich výměny a snadno může dojít k jejich záměně. Proto tento způsob nebude dále uvažován.

4.3.2 Ručně řízené pohybové šrouby

U tohoto řešení je uvažována dvojice pohybových šroubů, umístěných vertikálně a symetricky k ose stroje, které pohybují konzolou s dosedací plochou. Oba pohybové šrouby jsou pomocí kuželových převodovek spojeny s hlavní hřídelí a pohybují se synchronně. Pohyb je, stejně jako u suportu soustruhu, způsoben ručním otáčením kola, jehož otáčivý pohyb je převeden na otáčivý pohyb pohybových šroubů. S konzolou je pohybováno tak, aby na vertikálním pravítku byla dosažena požadovaná hodnota pro upínání paketový celek. U zde popsané principu jsou ovšem negativní vlastnosti, které ovlivňují především ergonomii práce. Zařízení pro pohyb konzoly by se muselo nacházet na stroji v poloze, kde by bylo snadné odečítat hodnotu z pravítka a zároveň ovládat pohybové kolo. To je však obtížné vzhledem k tomu, že je zařízení koncipováno pro pohyb spodní konzoly nacházející se pod úrovní pracovního stolu.

4.3.3 Automaticky řízené pohybové šrouby

Zde je využito principů automatizace výroby. Opět zde vystupuje dvojice pohybových šroubů spojených kuželovými převodovkami s hlavní hřídelí [28]. Rotační pohyb této hřídele je zajištěn motorem se zpětnou vazbou, který je řízen řídicím systémem lisu. Motor má integrovanou brzdu, která zabraňuje samovolnému pohybu polohovacího zařízení. Díky těmto principům je zde dosaženo jak vysoké rychlosti, tak i přesnosti při nastavování polohy spodní konzoly. Minimalizuje se prostor pro chybu obsluhy a odstraňují prodlevy ve výrobě v důsledku výměny podložek (stávající zařízení) nebo ručního nastavování polohy (zamýšlené řešení v kapitole 4.3.2).



Obr. 7) Konstrukční řešení polohovacího zařízení.

Pohybové šrouby jsou dostatečně naddimenzovány tak, že každý z nich odolá maximálnímu zatížení od lisu samostatně. Tím se zvyšuje spolehlivost a bezpečnost daného zařízení. Střední příčka mezi pohybovými šrouby je konstruována jako nosník s bodovým zatížením silou v jeho středu. Výpočty vztahující se k tomuto nosníku jsou obsaženy ve výpočtové kapitole 5.

Konstrukční návrh tohoto zařízení je na obrázku 7. Modře vyznačené součásti jsou prvky pohonného ústrojí. Jedná se o servomotor s brzdou a zpětnou vazbou Siemens, dvě spojky s pružným členem a kuželová převodovka s dvěma výstupy. Žlutě jsou znázorněny pohybové šrouby s kuželovou převodovkou ZIMM [28] a zeleně traverza s polohovacím přípravkem spodního lůžka pro paketové celky. Posledním znázorněným prvkem jsou spojovací elementy pracovního stolu a spodní traverzy.

4.4 Zakládání hřídele do lisu

Druhá lisovaná součást, hřídel, je vložena do stroje následně po paketovém celku. Hřídele mají různé délky a dva různé průměry, které odpovídají otvoru v rotorovém paketovém celku. Hřídel je vložena do stroje tak, že jedna část je částečně vložena do paketového celku a zároveň přidržována mechanismem tak, aby se nacházela ve vertikální poloze a souose s hydraulickým válcem.

Zde jsou uvažovány dvě možnosti konstrukce tohoto zařízení. První možnost je mechanické dvoučelistové chapadlo, které by se při pohybu beranu dolů rozevřelo, nebo pneumatické dvoučelistové chapadlo pracující na stejném principu. Vzhledem k tomu, že stlačený vzduch bude již do stroje přiveden a je využit při upínání paketového celku, bylo vybráno chapadlo pracující taktéž na stlačený vzduch.

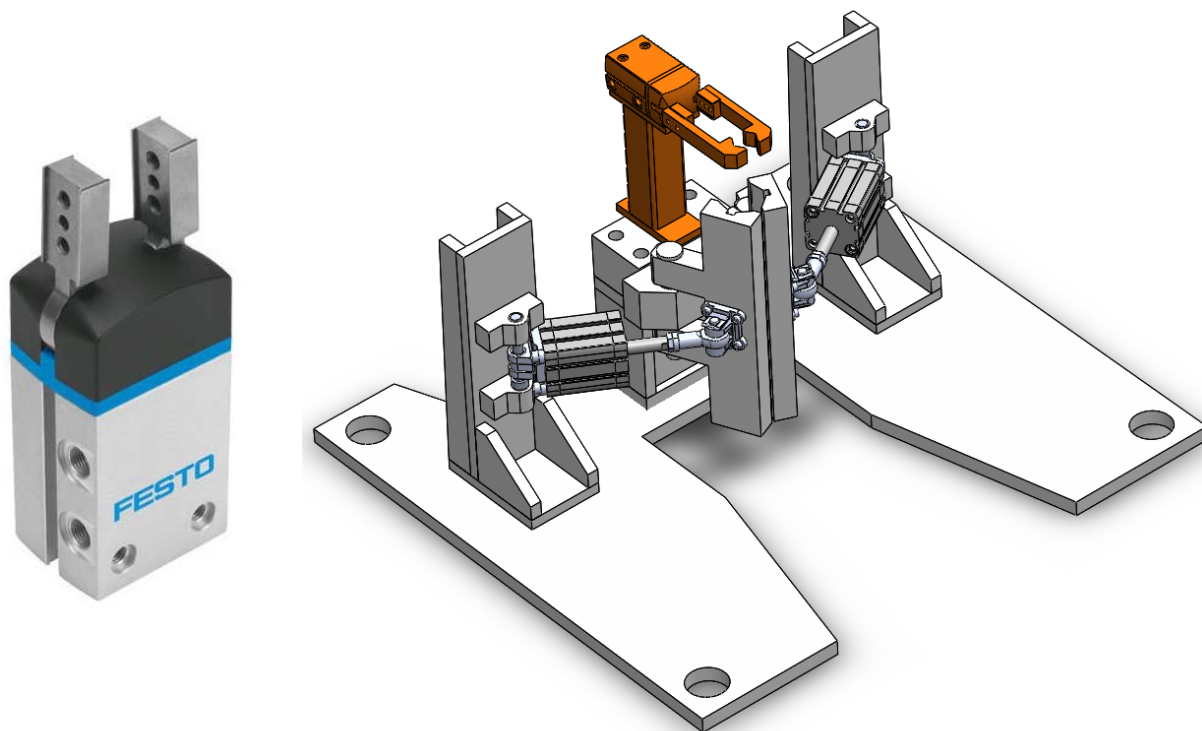
4.4.1 Pneumaticky ovládané chapadlo

Při upínání hřídele pomocí chapadla (obr. 8a) je potřeba uvažovat to, že chapadlo nesmí bránit beranu při pohybu dolů a zároveň musí být schopno upnout všechny délky a průměry lisovaných hřídelí. Poloha chapadla nad lisovací rovinou je určena na základě nejkratší lisované hřídele. Pro návrh tohoto zařízení (obr. 8b) bylo vybráno radiální chapadlo FESTO [18] [21] s čelistmi rozevratelnými až do úhlu 180° . Tělo chapadla bude umístěno v zadní části pracovního prostoru tak, aby při plném rozevření neomezovalo pohyb beranu dolů a zpět nahoru. Upínací síla chapadla je pro tuto instalaci zanedbatelná, jelikož prst chapadla má za úkol pouze přidržovat hřídel ve svislé poloze souose s paketovým celkem. Po startu lisovacího procesu se horní lisovací nástroj dá do pohybu a zachytí hřídel ve středu lisovacího nástroje, což hřídel aretuje souose s paketovým celkem. V ten moment se chapadlo rozevře a umožní beranu sjet do dolní úvratě. Otevření chapadla probíhá při pohybu beranu lisu a upínací síla chapadla je taková, že hřídel je mezi prizmaty prstů chapadla uložená s vůlí, aby mohlo docházet k jejímu svislému pohybu i při uzavřeném chapadle.

Prsty chapadla jsou zkonstruovány kompatibilní se všemi průměry uvažovaných hřídelí a uchyceny montážními otvory k těle chapadla.

Hřídel je vložena operátorem do paketu a přidržena tak, aby ji pneumatické chapadlo bylo schopno zafixovat. Uzavírání chapadla probíhá sníženou rychlostí tak, aby byl operátor schopen správně upnout hřídel čelistmi chapadla.

Použití pneumatických systémů při konstrukci strojů přináší řadu výhod a doplňuje se systémy hydraulickými. Systém může být konstruovaný buďto jako nezávislý (návrh obsahuje i vlastní zdroj stlačeného vzduchu) nebo bez vlastní kompresní jednotky, a tedy závislý na vnějším přívodu stlačeného vzduchu. Výrobci nabízí celou řadu komponent pro stavbu pneumatických systémů, které dokáží pokrýt celou škálu použití těchto systémů. V rámci této práce je využito pneumatických komponent pro upínání paketu (kapitola 4.2.2) a upínání hřídele.



Obr. 8) a) Pneumatické radiální chapadlo FESTO DHRS [18] b) Konstrukční řešení chapadla, upínek a jeho konzole (znázorněno oranžově)

4.5 Hydraulický systém

Hydraulický systém je základní technologickou jednotkou zamýšleného zařízení. Prvky tohoto systému konají hlavní lisovací pohyb, což je pohyb pístu válce ve vertikálním směru. Pohyb pístu zajišťuje hydraulický agregát, který není součástí stroje a je volně stojící.

4.5.1 Prvky hydraulického systému

Hydraulický okruh se skládá z prvků, pro které byly provedené potřebné výpočty k jejich správnému naddimenzování. Mezi tyto prvky se řadí hydraulický agregát a hydraulický válec. Výpočty vztahující se k těmto prvkům a jejich výběr je v kapitole 6.

Hydraulický agregát je souhrnný pojem pro řadu na sebe návazných prvků hydraulického systému. Je též základním prvkem hydraulického systému. Zpravidla hydraulické agregáty obsahují elektromotor, čerpadlo, filtrační jednotku, olejovou nádrž, případně senzory hladiny, teploty, tlaku, redukční a vícecestné ventily, chladicí nebo topnou jednotku. Použití dalších hydraulických prvků v přímé návaznosti na hydraulický agregát centralizuje prvky systému do jednoho místa. Toto je z hlediska kontroly, údržby i obsluhy žádoucí. Hydraulický dvojčinný válec je zde hlavním prvkem konajícím pohyb, kdy je využito

posuvného pohybu pístu a hydraulického tlaku k lisování hřidelí. Válec byl zvolen ze standardizovaného katalogu podle normy ISO. Tímto je zaručena jak velikost lisovací síly, tak snadná dostupnost a standardizované parametry válce. Technologické i kontrolní výpočty jsou uvedeny v kapitole 5.

5 KONSTRUKČNĚ VÝPOČTOVÁ ČÁST

Tato část bakalářské práce se věnuje funkčním a technickým výpočtům vztahující se ke konstrukci hydraulického lisu, samotné konstrukci těla lisu a návrhu hydraulického a pneumatického systému.

5.1 Výpočet výkonu lisu

Jelikož nejsou známy parametry již stávajících zařízení, je nutné zde provést výpočet lisovací síly. Lis musí být dostatečně výkonný pro lisování všech požadovaných hřídelí do paketů.

5.1.1 Metodika výpočtu

Vzhledem ke znalosti materiálů a jejich charakteristik obou lisovaných dílů byl zvolen výpočet [6] pro určení maximální síly, kterou může hydraulický válec působit přes hřídel na paket, než dojde k překročení mezního stavu pružnosti a porušení materiálu. Tato hodnota poté bude zvolena jako maximální výkon lisu.

Paket uvažujeme jako trubku zatíženou vnitřním tlakem p a vnitřní plochu paketu uvažujeme jako nebezpečné místo. Pro radiální napětí σ_r a obvodové napětí σ_t pro trubku platí vzorce (1), (2) a (3). Jako vnitřní poloměr r_1 uvažujeme poloměr otvoru, jako vnější poloměr r_2 uvažujeme při prvním výpočtu největší poloměr paketu, při druhém výpočtu poloměr kružnice, na které leží prostřihy v paketovém plechu.

$$\sigma_{r1} = -p \quad (1)$$

$$\sigma_{t1} = \frac{p \cdot (r_2^2 + r_1^2)}{r_2^2 - r_1^2} \quad (2)$$

Pro napětí na hřídeli platí

$$\sigma_{r2} = \sigma_{t2} = -p \quad (3)$$

Z počáteční podmínky, že při maximálním možném tlaku nesmí být překročen mezní stav pružnosti (4) vychází vztah pro výpočet stykového napětí (5).

$$\sigma \leq \sigma_k \quad (4)$$

$$p = \frac{\sigma_k \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 + r_1^2} \quad (5)$$

Výsledný stykový tlak je následně využit pro výpočet maximální lisovací síly (6). Tento výpočet je proveden pro všechny hřídele a pakety.

$$F = \pi \cdot 2 \cdot r_1 \cdot L \cdot p \cdot f \quad (6)$$

5.1.2 Výpočty

Znamé parametry lisovaných dílů jsou uvedeny v tabulce vlastností a parametrů hřídelí (Tab. 1) a tabulce vlastností a parametrů paketových plechů (Tab. 2). Je uvedena přesná hodnota parametru, rozsah hodnot nebo více hodnot oddělených středníkem.

Tab 1) Vlastnosti a parametry hřídele

Parametr	Hodnota	Jednotka
Průměr lisované části d_{h1}	17.64, 20.39	[mm]
Minimální pohyb pístu lisu L_h	540	[mm]
Materiál	1.1181	[-]

Tab 2) Vlastnosti a parametry paketových plechů

Parametr	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr d_{p2}	51.18	[mm]
Průměr otvoru hřídele d_{p1-1} , d_{p1-2}	17.45, 20.23	[mm]
Průměr tečné kružnice k prostřihům d_{p3-1} , d_{p3-2}	31.03, 40.44	[mm]
Tloušťka plechu t	0.65±0.052	[mm]
Materiál	1.0364	[-]
Mez pevnosti σ_k	445	[MPa]

Pro každý paketový plech byly provedeny 3 výpočty maximální stykového tlaku p (5) na základě kombinace vnitřních průměrů d_{p1-1} a d_{p1-2} s vnějším průměrem d_{p2} a průměrem tečné kružnice prostřihů d_{p3-1} a d_{p3-2} . Kombinace těchto veličin zobrazuje následující tabulka (Tab. 3).

Tab 3) Kombinace veličin pro výpočet stykového tlaku

Tlak [MPa]	p_{1-1}	p_{1-2}	p_{1-3}	p_{2-1}	p_{2-2}	p_{2-3}
r_1 [mm]	$\frac{d_{p1-1}}{2}$	$\frac{d_{p1-1}}{2}$	$\frac{d_{p1-1}}{2}$	$\frac{d_{p1-2}}{2}$	$\frac{d_{p1-2}}{2}$	$\frac{d_{p1-2}}{2}$
r_2 [mm]	$\frac{d_{p2}}{2}$	$\frac{d_{p3-1}}{2}$	$\frac{d_{p3-2}}{2}$	$\frac{d_{p2}}{2}$	$\frac{d_{p3-1}}{2}$	$\frac{d_{p3-2}}{2}$

Výpočet stykového tlaku pro pakety. Stykový tlak označen dle tabulky 3.

$$p_{1-1} = \frac{\sigma_k \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 + r_1^2} = \frac{\sigma_k \cdot \left(\left(\frac{d_{p2}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{p1-1}}{2} \right)^2 \right)}{\left(\frac{d_{p2}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{p1-1}}{2} \right)^2} = 88.143 \text{ MPa} \quad (7)$$

$$p_{1-2} = \frac{\sigma_k \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 + r_1^2} = \frac{\sigma_k \cdot \left(\left(\frac{d_{p3-1}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{p1-1}}{2} \right)^2 \right)}{\left(\frac{d_{p3-1}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{p1-1}}{2} \right)^2} = 57.791 \text{ MPa} \quad (8)$$

$$p_{1-3} = \frac{\sigma_k \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 + r_1^2} = \frac{\sigma_k \cdot \left(\left(\frac{d_{p3-2}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{p1-1}}{2} \right)^2 \right)}{\left(\frac{d_{p3-2}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{p1-1}}{2} \right)^2} = 76.325 \text{ MPa} \quad (9)$$

$$p_{2-1} = \frac{\sigma_k \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 + r_1^2} = \frac{\sigma_k \cdot \left(\left(\frac{d_{p2}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{p1-2}}{2} \right)^2 \right)}{\left(\frac{d_{p2}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{p1-2}}{2} \right)^2} = 81.265 \text{ MPa} \quad (10)$$

$$p_{2-2} = \frac{\sigma_k \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 + r_1^2} = \frac{\sigma_k \cdot \left(\left(\frac{d_{p3-1}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{p1-2}}{2} \right)^2 \right)}{\left(\frac{d_{p3-1}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{p1-2}}{2} \right)^2} = 44.886 \text{ MPa} \quad (11)$$

$$p_{2-3} = \frac{\sigma_k \cdot (r_2^2 - r_1^2)}{r_2^2 + r_1^2} = \frac{\sigma_k \cdot \left(\left(\frac{d_{p3-2}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{p1-2}}{2} \right)^2 \right)}{\left(\frac{d_{p3-2}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{p1-2}}{2} \right)^2} = 66.715 \text{ MPa} \quad (12)$$

Na každý paketový plech připadají dvě hodnoty stykového tlaku. Jedna hodnota z výpočtu maximálního tlaku s vnějším průměrem, druhá hodnota s průměrem tečné kružnice. Pro výpočet lisovací síly bude využita nižší hodnota z těchto dvou hodnot. Toto je zaneseno v následující tabulce (Tab. 4).

Tab 4) Hodnoty stykového tlaku pro pakety

Paketový plech	Tlak – vnější kružnice [MPa]		Tlak – tečná kružnice [MPa]		Zvoleno [MPa]
178275101	p ₁₋₁	88.143	p ₁₋₂	57.791	57.791
178275102	p ₂₋₁	81.265	p ₁₋₃	44.886	44.886
178770101	p ₁₋₁	88.143	p ₂₋₂	76.325	76.325
178770102	p ₂₋₁	81.265	p ₂₋₃	66.715	66.715

Na základě těchto hodnot lze vypočítat potřebnou lisovací sílu v závislosti na typu použitého paketového plechu a lisované délce paketu. Ve výpočtu lisovací síly je zohledněn koeficient tření při lisování. Tento koeficient byl zvolen $f=0.5$ vzhledem k tomu, že se lisuje obrobena hřídel a paket, který má lisovaný povrch tvořený hranami plechů. Tento koeficient by měl zajistit dostatečné naddimenzování lisovací síly. Výpočet byl proveden dosazením do vzorce (6) ve vytvořeném výpočetním skriptu v programu Matlab.

Výpočet síly pro paket s paketovým plechem 178275101. Výsledky jsou v tabulce. Vstupní podmínky

$$p = 59.791 \text{ MPa}$$

$$r_1 = 8.725 \text{ mm}$$

$$f = 0.5$$

$$L_i = [73\ 87\ 107]\text{ mm}$$

Tab 5) Lisovací síly pro pakety s paketovým plechem 178275101

L [mm]	73	87	107
F [kN]	9.8	13.9	21.0

Výpočet síly pro paket s paketovým plechem 178275102. Výsledky jsou v tabulce.
Vstupní podmínky

$$p = 44.886\text{ MPa}$$

$$r_l = 10.115\text{ mm}$$

$$f = 0.5$$

$$L_i = [73\ 87\ 107\ 112\ 133\ 151\ 157\ 189\ 244\ 287\ 310]\text{ mm}$$

Tab 6) Lisovací síly pro pakety s paketovými plechy 178275102

L [mm]	73	87	107	112	133	151	157	189	244	287	310
F [kN]	7.6	10.8	16.3	17.9	25.2	32.5	35.2	50.9	84.9	117.5	137.1

Výpočet síly pro paket s paketovým plechem 178770101. Výsledky jsou v tabulce.
Vstupní podmínky

$$p = 76.325\text{ MPa}$$

$$r_l = 8.725\text{ mm}$$

$$f = 0.5$$

$$L_i = [73\ 87\ 112]\text{ mm}$$

Tab 7) Lisovací síly pro pakety s paketovými plechy 178770101

L [mm]	73	87	112
F [kN]	12.9	18.4	30.4

Výpočet síly pro paket s paketovým plechem 178275102. Výsledky jsou v tabulce.
Vstupní podmínky

$$p = 66.715\text{ MPa}$$

$$r_l = 10.115\text{ mm}$$

$$f = 0.5$$

$$L_i = [73\ 87\ 112\ 133\ 157\ 189\ 287]\text{ mm}$$

Tab 8) Lisovací síly pro pakety s paketovým plechem 178770102

L [mm]	73	87	112	133	157	189	287
F [kN]	11.3	16.1	26.6	27.5	52.3	75.7	174.6

Maximální lisovací síla, na základě těchto výpočtů, je $F = 174.6\text{ kN}$. V lisu bude využit hydraulický válec s první vyšší hodnotou lisovací síly. Tato hodnota je $F = 188\text{ kN}$.

5.2 Pevnostní výpočty a konstrukce rámu

Rám hydraulického lisu je navržen jako čtyřsloupový s pevnou horní a spodní traverzou, pevným pracovním stolem a pohyblivým beranem. Obě traverzy, stůl a beran lisu je spojen

pomocí sloupů v rozích těchto částí. Každá z těchto částí byla podrobena pevnostním a funkčním výpočtům. Na základě těchto výpočtů byly tyto části zkonstruovány.

5.2.1 Horní traverza

Horní traverza je nepohyblivý prvek rámu lisu. Nacházejí se v ní čtyři otvory pro sloupy, otvor pro píst hydraulického válce, otvory pro šrouby hydraulického válce a otvor pro technologické vedení. Traverza je navržena tak, aby byla zajištěna tuhost při zatížení reakční silou od hydraulického válce. Velikost reakční síly je uvažována stejně velká jako maximální síla hydraulického válce.

Horní traverza je navržena jako svařenec z výpalků a trubek. Hlavní částí je horizontální deska s otvory pro sloupy a válec. Na tuto desku jsou následně přivařeny žebra, které mají za úkol zvýšit tuhost beranu. Tyto žebra jsou mezi sebou prozámkována, stejně tak i s horizontální deskou. Žebra ve středu traverzy jsou spojena mezikružím, které vytváří prostor pro umístění hydraulického válce. V rozích desky se nachází čtyři trubky.

Horní traverza musí být po svaření obrobena tak, aby byla zaručena požadovaná přesnost funkčních ploch. Jedná se především o dosedací plochu válce, otvory pro šrouby, dosedací plochu předepjaté matice sloupu a dosedací lůžko sloupu. Svařenec je potřeba před obráběním vyžítat pro snížení vnitřního pnutí. Neodstraněné vnitřní pnutí by mohlo znehodnotit celý svařenec a jeho účinky případně poškodit obráběcí stroj.

Pro výpočet [30] rozměrů a tuhosti traverzy byl zvolen zjednodušený model uvažující traverzu jako nosník na dvou podporách na koncích tohoto nosníku a zatěžující silou v poloze hydraulického válce. Délka traverzy odpovídá navržené šířce stroje, šířka traverzy odpovídá součtu všech tloušťek žebířů v tomto směru, výška traverzy odpovídá součtu tloušťky desky a žebířů v tomto směru. Tento zjednodušený výpočtový model, avšak neuvažuje montážní otvory v horní traverze. Výsledky analytického výpočtu byly následně ověřeny pomocí výpočtu metodou konečných prvků (dále MKP) v programu SolidWorks. Pro tuto analýzu jsou sloupy uvažovány jako dokonale tuhé a hydraulický válec je nahrazen plným válcem stejné hmotnosti, kde je kontaktní vazba uvažována jako pevná vzhledem k dostatečnému naddimenzování předepínacího momentu šroubů. Síla působí přes tento válec na horní traverzu.

Traverza je navržena z materiálu S235JR a výpočet vychází z pevnostních charakteristik tohoto materiálu. Vstupní parametry

$$F = 188\,000\,N$$

$$l_{ht} = 0,76\,m$$

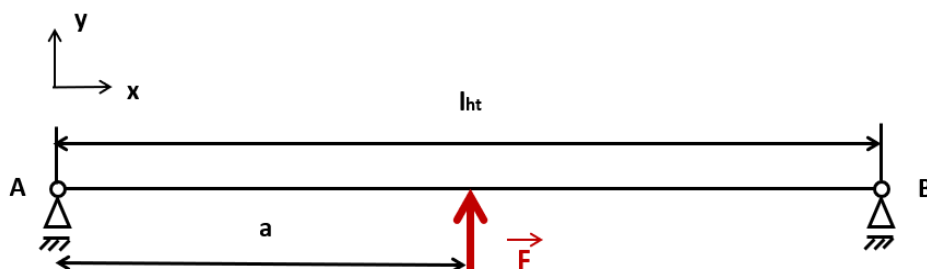
$$a = 0,38\,m$$

$$R_{eS235JR} = 370\,MPa$$

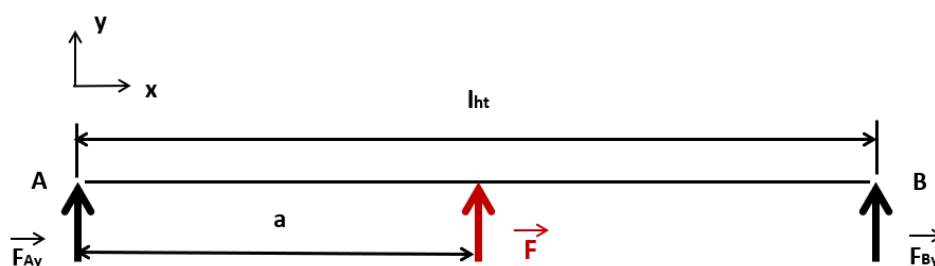
$$b_{ht} = 0,09\,m$$

$$k_{ram} = 10$$

Na obrázku 9 jsou znázorněny vazby A a B a silové působení. Na obrázku 10 je provedeno uvolnění sil ve vazbách a nulové složky těchto sil jsou na obrázku zanedbány.



Obr. 9) Znázornění silového působení na traverzu a vazby v bodech A a B



Obr. 10) Uvolnění vazeb v bodech A a B a silové působení na traverzu

Výpočet reakčních sil ve vazbách a maximálního ohybového momentu pro výpočet výšky horní traverzy.

$$F_{By} = \frac{-F \cdot a}{l_{ht}} = \frac{188\,000 \cdot 0,38}{0,76} = -94\,000 \text{ N} \quad (13)$$

$$F_{Ay} = -F - F_{By} = 188\,000 - 94\,000 = 94\,000 \text{ N} \quad (14)$$

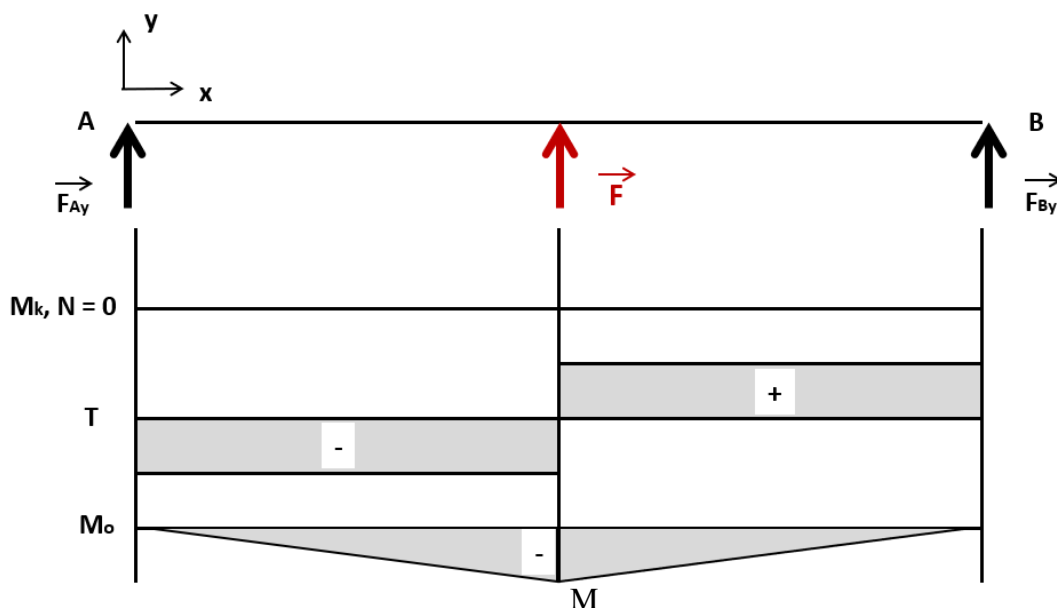
$$M_{hx=0} = F \cdot a + F_{By} \cdot l_{ht} = 188\,000 \cdot 0,38 - 94\,000 = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (15)$$

$$M_{hx=a} = F_{Ay} \cdot a = -94\,000 \cdot 0,38 = -35\,720 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (16)$$

$$M_{hx=l_{th}} = F_{Ay} \cdot l_{ht} + F \cdot a = -94\,000 \cdot 0,76 + 188\,000 \cdot 0,38 = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (17)$$

$$M_{maxht} = |\{M_{hx=0}; M_{hx=a}; M_{hx=l}\}| = |M_{x=a}| = 35\,720 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (18)$$

Obrázek 11 znázorňuje výsledné vnitřní silové účinky na traverzu. Maximum ohybového momentu je označeno písmenem M. Kroutící moment a síly ve směru osy x jsou nulové. V ose y působí reakční síly vazeb a lisovací síla F. Maximum ohybového momentu se nachází ve středu traverzy.



Obr. 11) VVU horní traverzy v rovině xy. Maximum ohybového M

Výpočet výšky horní traverzy.

$$\sigma_{maxht} \leq \frac{M_{maxht}}{W_{ht}} \Rightarrow W_{ht} \geq \frac{M_{maxht}}{\sigma_{maxht}} \quad (19)$$

$$W_{ht} = \frac{M_{maxht}}{\sigma_{maxht}} = \frac{M_{maxht}}{\frac{R_{eS235JR}}{k_{ram}}} = \frac{35\,720}{\frac{370\,000\,000}{10}} = 9,654 \cdot 10^{-4} \, m^3 \quad (20)$$

$$W_{ht} = \frac{b_{ht} \cdot h_{htn}^2}{6} \quad (21)$$

$$h_{htn} = \sqrt{\frac{6 \cdot W_{ht}}{b_{ht}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 9,654 \cdot 10^{-4}}{0,09}} = 0,0644 \, m \quad (22)$$

Vypočítaná minimální výška horní traverzy pro bezpečnost $k = 10$ je 0,0644 metru. Zvolená hodnota je však z důvodu snížení průhybu vyšší, a to 0,1 metru.

$$h_{ht} = 0,1 \, m \quad (23)$$

Kontrola průhybu traverzy byla provedena na základě následujícího výpočtu. Ve výpočtu se vyskytuje Youngův modul pružnosti materiálu v tahu $E [MPa]$, což je materiálová konstanta charakteristická pro daný materiál.

$$E = 210\,000 \, MPa$$

$$y_{max} = \frac{F \cdot b_{ht}^3}{48 \cdot E \cdot J} = \frac{188\,000 \cdot 0,09^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^8 \cdot \frac{0,09 \cdot 0,1^3}{12}} = 0,0018 \, m = 1,8 \, mm \quad (24)$$

Dle analýzy MKP v programu SolidWorks (obr. 12) vychází maximální posunutí na horní traverze $y_{max2} = 0,5 \, mm$ při plném zatížení lisu (červená část). Toto posunutí se nachází

v oblasti upevnění válce k horní traverze. Výpočet metodou MKP byl použit pouze pro ověření správnosti výpočtu zjednodušeného modelu. Rozdíl mezi výpočtem y_{max} a výsledkem analýzy MKP může být způsoben zjednodušením traverzy pro výpočet y_{max} a komplexnějšímu posouzení metodou MKP.

5.2.2 Dolní traverza

Dolní traverza lisu je principiálně navržena stejně jako horní traverza. Jedná se desku zpevněnou žebry a čtyřmi otvory pro vodící tyče. Dolní traverza je zatížena silou, kterou přenáší lis přes lisované součásti do pracovního stolu a polohovacího zařízení. Obě tyto zatížení jsou přenášena pomocí dvou styčných ploch spojovacích profilů stolu a spodní traverzy. Jako zatěžující síla je pro každou styčnou plochu uvažována polovina maximální síly lisu a tíha pracovního stolu a polohovacích zařízení. Hmotnost těchto součástí je odhadnuta na 300 kg. Působící síla na spodní traverzu je uvažována ve dvou bodech vzdálených c od okraje traverzy. V těchto bodech jsou ve spodní traverze ukotveny stojiny pracovního stolu a pohybové šrouby polohovacího zařízení. Přes tyto body je přenášena síla od hydraulického motoru.

Traverza je navržena z materiálu S235JR a výpočet vychází z pevnostních charakteristik tohoto materiálu. Vstupní parametry

$$F = 188\,000\,N$$

$$l_{dt} = 0,76\,m$$

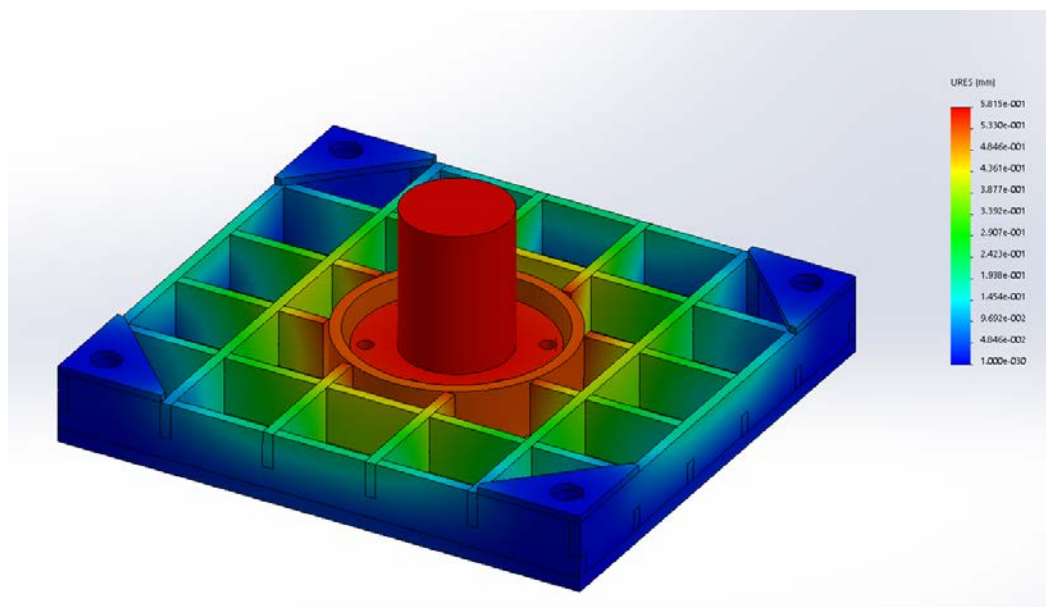
$$c = 0,14\,m$$

$$R_{eS235JR} = 370\,MPa$$

$$b_{st} = 0,09\,m$$

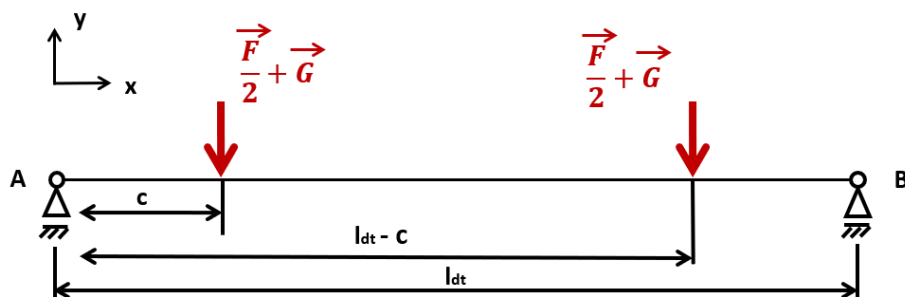
$$k_{ram} = 10$$

$$G = 1500\,N$$

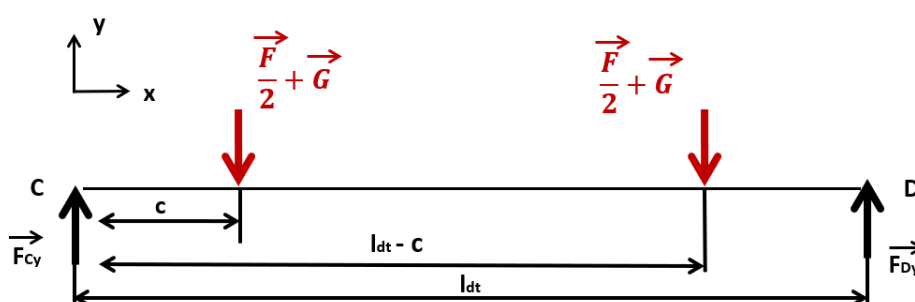


Obr. 12) Zpětná analýza výpočtů výšky horní traverzy pomocí analýzy MKP v programu SolidWorks

Na obrázku 13 jsou znázorněny vazby a silové působení, na obrázku 14 je provedeno uvolnění a nulové složky sil ve vazbách jsou zanedbány.



Obr. 13) Znázornění silového působení na traverzu a vazby C a D



Obr. 14) Uvolnění vazeb v bodech C a D a silové působení na traverzu.

Výpočet [30] reakčních sil ve vazbách a maximálního ohybového momentu pro výpočet výšky dolní traverzy.

$$F_{Dy} = \frac{\left(G + \frac{F}{2}\right) \cdot c + \left(G + \frac{F}{2}\right) \cdot (l - c)}{l_{dt}} \quad (25)$$

$$= \frac{\left(1500 + \frac{188\,000}{2}\right) \cdot 0,14 + \left(1500 + \frac{188\,000}{2}\right) \cdot (0,76 - 0,14)}{0,76}$$

$$= 95\,500 \text{ N}$$

$$F_{Cy} = (2 \cdot G + F) - F_{Dy} = (2 \cdot 1500 + 188\,000) - 95\,500 = 95\,500 \text{ N} \quad (26)$$

$$M_{dx=0} = 0 \text{ N} \cdot m \quad (27)$$

$$M_{dx=c} = F_{Cy} \cdot c = 13370 \text{ N} \cdot m \quad (28)$$

$$M_{x=l/2} = F_{Cy} \cdot \left(\frac{l}{2}\right) - \left(G + \frac{F}{2}\right) \cdot \left(\frac{l}{2} - c\right) \quad (29)$$

$$= 95\,500 \cdot 0,38 - \left(1500 + \frac{188\,000}{2}\right) \cdot 0,24$$

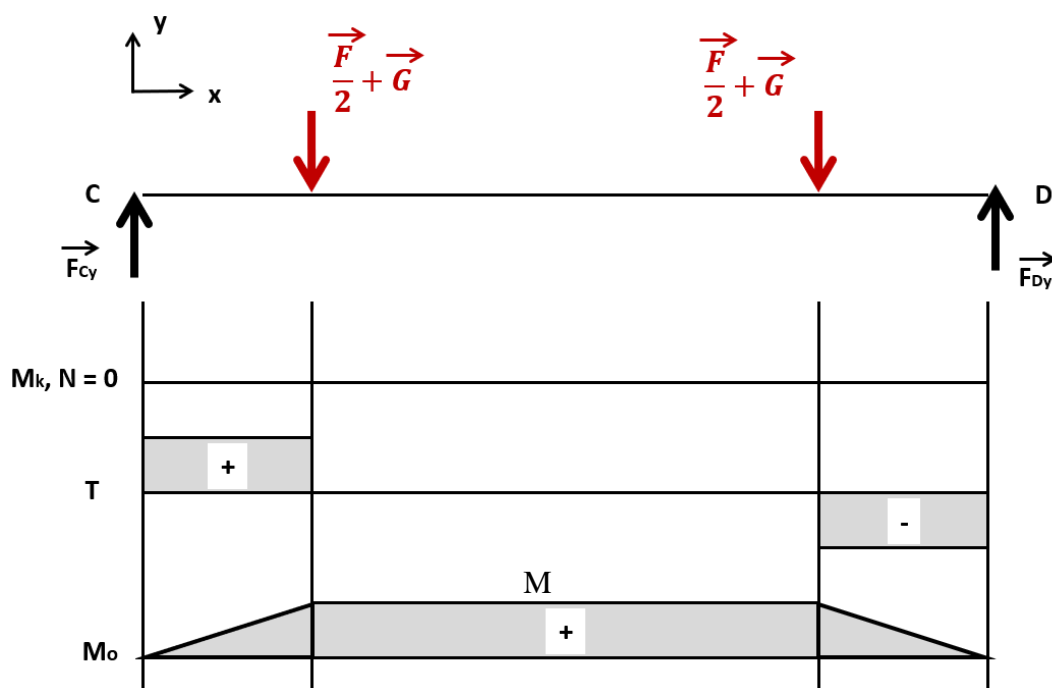
$$= 13370 \text{ N} \cdot m$$

$$\begin{aligned}
 M_{x=l-c} &= F_{Cy} \cdot (l - c) - \left(G + \frac{F}{2}\right) \cdot (l - 2 \cdot c) \\
 &= 95\,500 \cdot 0,62 - \left(1500 + \frac{188\,000}{2}\right) \cdot 0,48 \\
 &= 13370 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}
 \tag{30}$$

$$M_{dx=l} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \tag{31}$$

$$\begin{aligned}
 M_{maxdt} &= |\{M_{dx=0}; M_{dx=c}; M_{dx=l/2}; M_{dx=l-c}; M_{dx=l}\}| = |M_{dx=l/2}| \\
 &= 13\,370 \text{ N} \cdot \text{m}
 \end{aligned}
 \tag{32}$$

Obrázek 15 znázorňuje výsledné vnitřní silové účinky na traverzu. Maximum ohybového momentu je označeno písmenem M. Kroutící moment a síly ve směru osy x jsou nulové. V ose y působí reakční síly vazeb a lisovací síla F s tíhovou silou hmoty působí na stůl a polohovací zařízení. Tato síla působí rovnoměrně ve dvou bodech. Maximum ohybového momentu se nachází mezi působišti vnější síly.



Obr. 15) VVU dolní traverzy v rovině xy. Písmenem M je označeno maximum ohybového momentu.

Výpočet výšky horní traverzy.

$$\sigma_{maxdt} \leq \frac{M_{maxdt}}{W_{dt}} \Rightarrow W_{dt} \geq \frac{M_{maxdt}}{\sigma_{maxdt}} \tag{33}$$

$$W_{dt} = \frac{M_{maxdt}}{\sigma_{maxdt}} = \frac{M_{maxdt}}{\frac{R_{eS235JR}}{k_{ram}}} = \frac{13\,370}{\frac{370\,000\,000}{10}} 3,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \tag{34}$$

$$W_{dt} = \frac{b_{dt} \cdot h_{dtn}^2}{6} \tag{35}$$

$$h_{dtn} = \sqrt{\frac{6 \cdot W_{dt}}{b_{dt}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 3,6 \cdot 10^{-4}}{0,09}} = 0,024 \text{ m} \quad (36)$$

Vypočítaná minimální výška dolní traverzy pro bezpečnost 10 je 0,024 metru. Zvolená hodnota je však z konstrukčních důvodů, zejména uložení matic, vyšší, a to 0,14 metru.

$$h_{dt} = 0,14 \text{ m} \quad (37)$$

5.2.3 Matice a sloupy

Rám je navržený jako čtyřsloupový. Tyto sloupy tvoří spojovací prvek pro všechny horizontální části lisu a zároveň slouží jako lineární vertikální vedení pro beran lisu.

Jako materiál byla zvolena ocel 42CrMo4, která je dodávána v tyčích [27] jako polotovár pro výrobu pístů hydraulických válců. Na povrchu tyče je chromová vrstva tvrdosti 66 HRC. Tyče jsou dodávány s tolerancí průměru v tolerančním poli f7. Drsnost povrchu odpovídá Ra 0,2. Každý ze sloupů je spojen s traverzami pomocí předepínacích matic. Pro výpočet předepínací matice je průměr sloupu odhadnut na 50 mm. Tato hodnota bude následně ověřena výpočtem.

Předepínací matice byla zvolena od firmy Nord-Lock typu SJ-M42 [25]. Tato matice má závit M42x3 a dvanáct šroubů po obvodu M12x1,25. Vstupní parametry pro výpočet [30]

$$R_{mMatice} = 809 \text{ MPa}$$

$$P_{sroubu} = 0,00125 \text{ m}$$

$$l_z = 0,028 \text{ m}$$

$$n_{sroub} = 12$$

$$n_{sloup} = 4$$

$$d_{str} = 0,01086 \text{ m}$$

$$\mu = 0,2$$

$$k_{odlehnutí} = 1,5$$

$$\mu_z = \frac{\mu}{\cos(30^\circ)} = 1,296 \quad (38)$$

$$F_{ps} = \frac{k_{odlehnutí} \cdot \frac{F}{n_{sloup}}}{n_{sroub}} = \frac{1,5 \cdot \frac{188\,000}{4}}{12} = 5875 \text{ N} \quad (39)$$

$$\alpha = \operatorname{atan}\left(\tan\left(\frac{P_{sroubu}}{\pi \cdot d_{str}}\right)\right) = 0,0366 \quad (40)$$

$$\varphi = \operatorname{atan}(\mu_z) = 0,9138 \quad (41)$$

$$M_{predep} = F_{ps} \cdot \frac{d_{str}}{2} \cdot \tan(\alpha + \varphi) = 44,6656 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (42)$$

Maximální dovolený utahovací moment pro tento typ matice je 59 N.m. Výsledný utahovací moment z výpočtu je $M_{predep} = 44,6656 \text{ N.m}$. Tato matice tedy vyhovuje.

Následuje výpočet průměru sloupu. Zatěžující síla je rovna maximální síle lisu a je uvažována jako rovnoměrně rozložená mezi všechny čtyři sloupy. Dále je uvažována předepínací síla šroubů matice. Bezpečnostní koeficient byl zvolen vzhledem k charakteru součásti a jejího použití v zařízení. Vstupní podmínky pro výpočet minimálního průměru sloupu

$$R_{e42CrMo4} = 500 \text{ MPa}$$

$$F = 188\,000 \text{ N}$$

$$k_{sloup} = 5$$

$$F_{sloup} = \frac{F}{n_{sloup}} + n_{sroub} \cdot F_{ps} = \frac{188\,000}{4} + 12 \cdot 5875 = 52\,875 \text{ N} \quad (43)$$

$$\sigma_{sloupMax} \leq \frac{F_{sloup}}{S_{sloup}} \Rightarrow S_{sloup} = \frac{F_{sloup}}{\sigma_{sloupMax}} = \frac{\pi \cdot D_{sloupMin}^2}{4} \quad (44)$$

$$D_{sloupMin} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{sloup}}{\pi \cdot \frac{R_{e42CrMo4}}{k_{sloup}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 52\,875}{\pi \cdot \frac{500\,000\,000}{5}}} = 0,0259 \text{ m} \quad (45)$$

Vypočítaný minimální průměr sloupu pro bezpečnost $k = 5$ je $D_{sloupMin} = 0,0259 \text{ m}$. Zvolená hodnota je vzhledem k použití již obrobených standardizovaných tyčí 0,05 metru.

$$D_{sloup} = 0,05 \text{ m} \quad (46)$$

Poslední výpočet v této kapitole se vztahuje ke kontrole otláčení závitu. Sloupy lisu jsou zakončeny závitem M42x1,5.

$$p_{dov} = 150 \text{ MPa}$$

$$n_z = 22$$

$$d = 42 \text{ mm}$$

$$D_1 = 40,37 \text{ mm}$$

$$F = 188\,000 \text{ N}$$

$$n_{loup} = 4$$

$$p_{ot} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot n_z \cdot H_1} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot n_z \cdot \frac{P}{2}} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot d_2 \cdot n_z \cdot P} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (d^2 - D_1^2) \cdot n_z} \quad (47)$$

$$p_{ot} = \frac{4 \cdot 188\,000}{\pi \cdot (0,042^2 - 0,04037^2) \cdot 22} = 81,079 \text{ MPa} \quad (48)$$

$$\frac{p_{dov}}{p_{ot}} > 1 \quad (49)$$

$$\frac{150\,000\,000}{81\,079\,000} > 1 \Rightarrow 1,85 > 1 \quad (50)$$

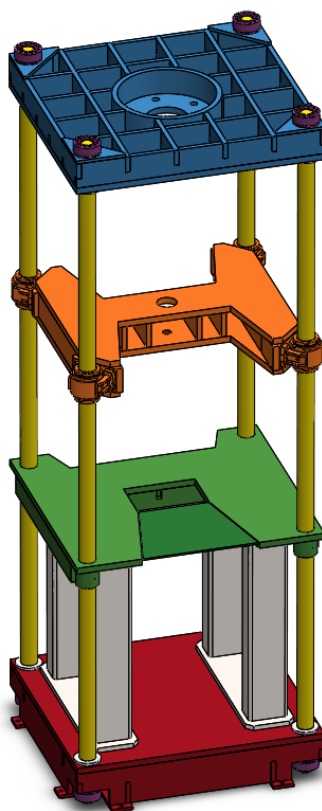
5.2.4 Pracovní stůl

Poslední horizontální součástí lisu je pracovní stůl. Je, stejně jako traverzy, tvořen horizontálním plechem a vertikálními výztuhami. Stolem prochází polohovací zařízení paketů a zároveň je na něm umístěno upínací zařízení paketů a hřídelí. Jeho poloha je dána sloupy, na kterých je nasunut pomocí pouzder s maznicemi, a dvěma spojovacími profily se spodní traverzou.

Pracovní stůl je navržen z materiálu S235JR. Jeho výška byla navržena $h_{ps} = 0,08$ metru. Pracovní stůl přenáší sílu z upínacího zařízení přes podpěry do spodní traverzy. Tato síla je nižší než maximální lisovací síla. Převážnou většinu síly přenáší polohovací zařízení, které je se spodní traverzou spojeno ve stejné oblasti jako podpěry pracovního stolu. Z tohoto důvodu nebyly provedeny pevnostní výpočty. Výška traverzy pracovního stolu byla zvolena vyšší než minimální požadavek pro horní i dolní traverzu lisu.

5.2.5 Celkový návrh konstrukce

Následující obrázek (obr. 16) zobrazuje všechny doposud konstruované součásti na základě výpočtů v kapitole 5. Modře znázorněna je horní traverza navržena dle výpočtu 5.2.1. Sloupy spojující traverzy, beran a pracovní stůl jsou znázorněny žlutě a jsou navrženy na základě výpočtů kapitoly 5.2.3. Beran lisu včetně kluzných ložisek je znázorněn oranžovou barvou a pracovní stůl je znázorněn zeleně. Spodní traverza, zkonstruována na základě výpočtů kapitoly 5.2.2., je znázorněna červenou barvou. Dále jsou na obrázku znázorněny spojovací elementy pracovního stolu a spodní traverzy. Posledními součástmi jsou fialově znázorněné předepínací matice na koncích sloupů.



Obr. 16) Konstrukční návrh čtyřsloupového rámu

5.3 Konstrukce polohovacího zařízení

Následující výpočtová kapitola se věnuje pevnostním a funkčním výpočtům pro polohovací zařízení navržené v kapitole 4.3.

Pohybové ústrojí od rakouského výrobce ZIMM [28] je zvoleno s trapézovým pohybovým šroubem o rozměru Tr 44x7 a kuželovou převodovkou. V rámci stroje jsou použita dvě ústrojí spojené traverzou. Každé toto ústrojí je navrženo pro maximální zatížení $F_{smax} = 50 \text{ kN}$ ve směru osy šroubu. Tato hodnota je vztažena pro polohovací zařízení, které je ukotveno pouze v oblasti převodovky a pohybový šroub koná vertikální pohyb. Zde navrhované zařízení má pohybový šroub ukotven na obou koncích a pohyb koná trapézová matice. Pro tento typ uložení je dovolené zatížení násobeno koeficientem přípustného zatížení $k_r = 3,125$. Maximální zatížení při chodu navrhovaného zařízení může být až $F = 188.4 \text{ kN}$ na celé soustrojí. Doporučený koeficient bezpečnosti výrobce je $k_{bzps} = 1,5$ [29]. Poměr maximální povolené zatěžovací síly a maximální zatěžovací síly na jeden pohybový šroub musí být vyšší než 1.

Kontrola maximálního zatížení [29] dle hodnot od výrobce. Vstupní parametry jsou

$$F_{smax} = 50\,000 \text{ N}$$

$$k_r = 3,125$$

$$F = 188\,000 \text{ N}$$

$$n_{šrouby} = 2$$

$$k_{bzps} = 1,5$$

$$\frac{F_{smax} \cdot k_r}{\frac{F \cdot k_{bzps}}{n}} > 1 \quad (51)$$

$$\frac{50\,000 \cdot 3,125}{\frac{188\,000 \cdot 1,5}{2}} > 1 \quad (52)$$

$$1,1058 > 1 \quad (53)$$

Poměr maximální povolené zatěžovací síly a maximálního zatížení je větší než 1 a navržené pohybové šrouby tedy vyhovují této podmínce.

Následuje kontrola minimálního průměru šroubu. Tento výpočet je doporučen výrobcem a je označen jako „Euler 3“ [29]. Jedná se o výpočet maximální vzpěrné síly působící na pohybový šroub. Tento výpočet je vhodný pro šrouby konající pouze rotační pohyb a ukotvené pomocí skříně převodovky na jedné straně a příruby ložiskem na druhé straně. Doporučený koeficient bezpečnosti výrobcem je v tomto případě $n_{euler} = 3$. Maximální působící síla je rovna $F_{max} = 188,4 \text{ kN}$. Modul pružnosti materiálu byl čerpán z technického listu pohybového šroubu. Pracovní délka šroubu je 500 mm. Vstupní parametry jsou

$$F = 188\,000 \text{ N}$$

$$n_{euler} = 3$$

$$E = 210 \text{ MPa}$$

$$n_{šrouby} = 2$$

$$L = 500 \text{ mm}$$

$$J_{xy} = \frac{F \cdot n_{euler} \cdot (L \cdot 0,7)^2}{\pi^2 \cdot E \cdot n_{šrouby}} = \frac{188\,000 \cdot 3 \cdot (500 \cdot 0,7)^2}{\pi^2 \cdot 210\,000 \cdot 2} = 16\,719,74 \text{ mm}^2 \quad (54)$$

$$d_{šmin} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot J_{xy}}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 16\,719,74}{\pi}} = 24,16 \text{ mm} \quad (55)$$

Minimální průměr pohybového šroubu pro zvolené zatížení je $d_{šmin} = 24,16 \text{ mm}$. Zvolený šroub je trapézová tyč Tr 44x7 s průměrem jádra $d_{šjádro} = 31 \text{ mm}$. Zvolený pohybový šroub tedy splňuje obě pevnostní podmínky zadané výrobcem šroubu.

Další výpočet vztahující se k pohybovému zařízení se týká navržené traverzy pro montáž spodního přípravku. Tato traverza je namontována mezi přírubami pohyblivých matic na pohybových šroubech. Traverza je navržena jako obdélníkový hranol se šířkou $b_{pt} = 50 \text{ mm}$ a z materiálu S235JR zakončený navařenými přírubami s otvory pro šrouby. Střední část hranolu je zesílená ve vertikální směru. Vstupní parametry jsou

$$F = 188\,000 \text{ N}$$

$$l_{pt} = 0,34 \text{ m}$$

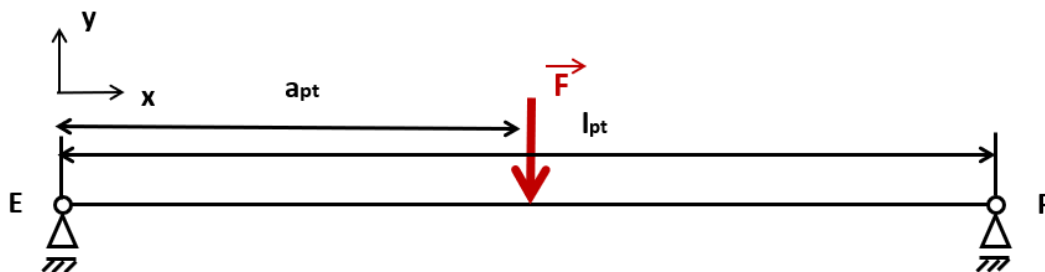
$$a_{pt} = 0,17 \text{ m}$$

$$R_{eS235JR} = 370 \text{ MPa}$$

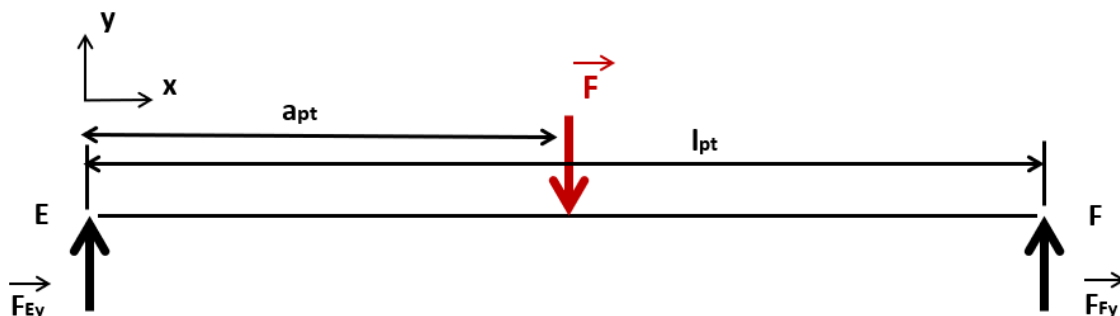
$$b_{pt} = 0,05 \text{ m}$$

$$k_{pt} = 5$$

Na obrázku 17 jsou znázorněny vazby E a F a silové působení. Na obrázku 18 je provedeno uvolnění sil ve vazbách a nulové složky těchto sil jsou na obrázku zanedbány.



Obr. 17) Znázornění silového působení na traverzy a vazby v bodech E a F



Obr. 18) Uvolnění vazeb v bodech E a F a silové působení na traverzu

$$F_{F_y} = \frac{F \cdot a_{pt}}{l_{pt}} = \frac{188\,000 \cdot 0,17}{0,34} = 94\,000\,N \quad (56)$$

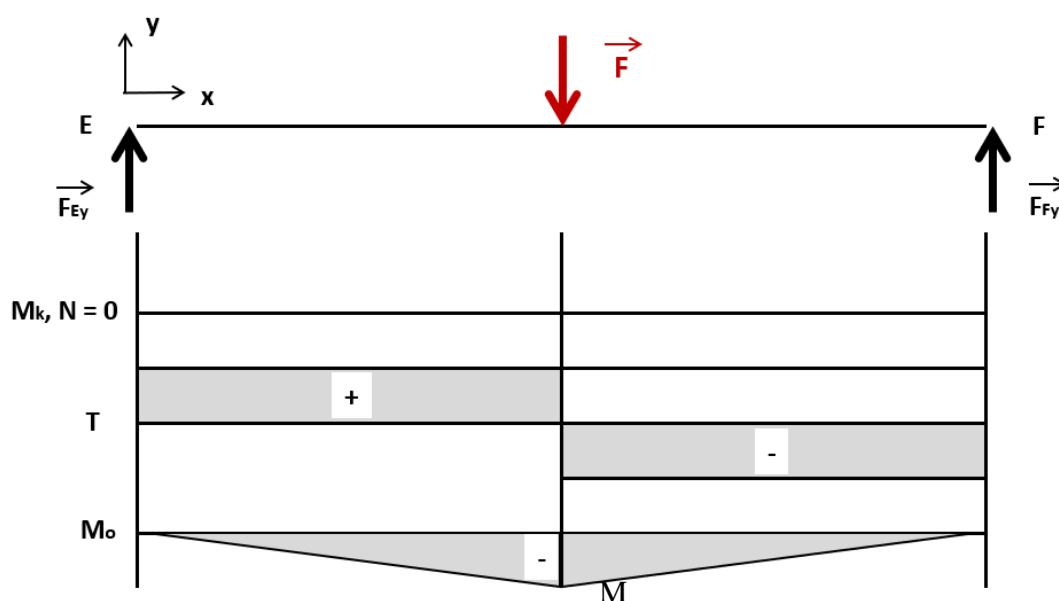
$$F_{E_y} = F - F_{F_y} = 188\,000 - 94\,000 = 94\,000\,N \quad (57)$$

$$M_{hx=0} = -F \cdot a_{pt} + F_{F_y} \cdot l_{pt} = -188\,000 \cdot 0,17 + 94\,000 \cdot 0,34 = 0\,N \cdot m \quad (58)$$

$$M_{hx=a} = -F_{E_y} \cdot a_{pt} = -94\,000 \cdot 0,17 = -15\,980\,N \cdot m \quad (59)$$

$$M_{hx=l_{ph}} = F_{E_y} \cdot l_{pt} - F \cdot a_{pt} = 94\,000 \cdot 0,34 - 188\,000 \cdot 0,17 = 0\,N \cdot m \quad (60)$$

$$M_{maxht} = |\{M_{hx=0}; M_{hx=a}; M_{hx=l}\}| = |M_{x=a}| = 15\,980\,N \cdot m \quad (61)$$



Obr. 19) VVÚ pohyblivé traverzy v rovině xy. Písmenem M je označeno maximum ohybového momentu

Obrázek 19 graficky znázorňuje výsledné účinky vnitřních sil na traverzu. Následuje výpočet minimální výšky horní traverzy.

$$\sigma_{maxpt} \leq \frac{M_{maxpt}}{W_{pt}} \Rightarrow W_{pt} \geq \frac{M_{maxpt}}{\sigma_{maxpt}} \quad (62)$$

$$W_{pt} = \frac{M_{maxpt}}{\sigma_{maxpt}} = \frac{M_{maxpt}}{\frac{R_{eS235JR}}{k_{pt}}} = \frac{15\,980}{\frac{370\,000\,000}{5}} = 2,1595 \cdot 10^{-4}\,m^3 \quad (63)$$

$$W_{pt} = \frac{b_{pt} \cdot h_{ptn}^2}{6} \quad (64)$$

$$h_{ptn} = \sqrt{\frac{6 \cdot W_{pt}}{b_{pt}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 2,1595 \cdot 10^{-4}}{0,05}} = 0,16\,m \quad (65)$$

Vypočítaná minimální výška pohyblivé traverzy pro bezpečnost 5 je 0,16 metru. Zvolená hodnota koresponduje s výslednou hodnotou. Traverza je navíc ve středu zesílena až na výšku $h_{pt\ max} = 0,22\ m$.

$$h_{pt} = 0,16\ m \quad (66)$$

Kontrola průhybu traverzy byla provedena na základě následujícího výpočtu. Ve výpočtu se vyskytuje Youngův modul pružnosti materiálu v tahu $E\ [MPa]$, což je materiálová konstanta charakteristická pro daný materiál.

$$E = 210\ MPa$$

$$y_{\max,pt} = \frac{F \cdot b_{pt}^3}{48 \cdot E \cdot J_{yz}} = \frac{188\ 000 \cdot 0,05^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^8 \cdot \frac{0,05 \cdot 0,16^3}{12}} = 0,000137\ m \quad (67)$$

$$= 0,137\ mm$$

Výsledné posunutí $y_{mx,pt} = 0,137\ mm$ zcela vyhovuje návrhu stroje požadovaným tolerancím délek lisovaných částí.

Poslední z výpočtů vztahující se k pohyblivé traverze je výpočet šroubového spojení mezi traverzou a maticemi pohybových šroubů. Šrouby jsou namáhané střihem. Zvolené šrouby jsou dle normy DIN 933, rozměru M12x60 a pevnostní třídy 10.9. Celkový počet použitých šroubů je $n_{\text{šroub}} = 8$. Součinitel spolehlivosti materiálu pro únosnost šroubů je zvolena $\gamma_{M2} = 1,25$.

$$d_{\text{šroub}} = 12\ mm$$

$$R_{m\text{šroub}} = 1000\ MPa$$

$$\gamma_{M2} = 1,25$$

$$\alpha_v = 0,5$$

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v \cdot R_{m\text{šroub}} \cdot A_s}{\gamma_{M2}} = \frac{\alpha_v \cdot R_{m\text{šroub}} \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{šroub}}^2}{4}}{\gamma_{M2}} \quad (68)$$

$$F_{v,Rd} = \frac{0,5 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi \cdot 0,012^2}{4}}{1,25} = 45\ 216\ N = 45,2\ kN \quad (69)$$

Únosnost šroubu je $F_{v,Rd} = 45,2\ N$. Následuje výpočet síly působící na jeden šroub. Poměr únosnosti šroubu a zatížení šroubu při koeficientu musí být větší než 1. Uvažovaná bezpečnost spojení je $k_{\text{š}} = 2$. Vstupní parametry jsou

$$F = 188\ 000\ N$$

$$n_{\text{šroub}} = 8$$

$$F_{v,Rd} = 45\ 216\ N$$

$$k_{\text{š}} = 1,5$$

$$\frac{F_{v,Rd}}{\frac{F \cdot k_s}{n_{šroub}}} > 1 \Rightarrow \frac{45\,216}{\frac{188\,000 \cdot 1,5}{8}} > 1 \quad (70)$$

$$1,283 > 1 \quad (71)$$

Poměr maximální únosnosti šrouby a zatěžovací síly šrouby vyšel větší než 1, šrouby tedy splňují podmínky pro použití.

5.4 Výpočet parametrů hydraulického systému a volba komponent

Tato kapitola se věnuje výpočtům parametrů hydraulického systému a volbě komponent na základě těchto výpočtů.

5.4.1 Hydraulický lineární motor

Hydraulický lineární motor byl zvolen dle standardů ISO 6022. Dle katalogu firmy Hydraulics [31] odpovídá požadované síle $F=174.6 \text{ kN}$ nejlépe hydraulický lineární motor o vnitřním průměru 100 mm, průměru pístu 70 mm, provozním tlaku 25 MPa a lisovací síle 188.4 kN. Hydraulický lineární motor stejných parametrů a standartu ISO 6022 byl následně vybrán u výrobce Bosch Rexroth [20] (obr. 20) vzhledem k uvažovanému použití více komponentů tohoto výrobce.

Hydraulický lineární motor byl zvolen s přírubovou konstrukcí, pomocí které bude upevněn k horní traverze. Připojení do hydraulického obvodu je pomocí trubkového závitů G1. Jako ukončení pístu byl zvolen metrický závit s jemným stoupáním pro spojení s beranem lisu, případně s lisovacím nástrojem. Lineární motor bude umístěn na horní traverze, pístnice bude procházet otvorem v traverze a lineární motor bude přišroubován k horní traverze šesti vysokopevnostními šrouby DIN 933 M20x120 pevnosti 10.9. Další parametry jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab 9) Parametry lineární motoru Bosch Rexroth

Bosch Rexroth CDH3MF3/100/70/1250A3X/B11CGUMZWAWYWWC LY = 100 mm		
Parametr	Hodnota	Jednotka
Délka L_c	1250	[mm]
Pracovní délka L_p	625	[mm]
Vnitřní průměr válce d_v	100	[mm]
Průměr pístu d_p	70	[mm]
Ukončení pístu	M56x1,5	[-]
Délka závitů L_z	100	[mm]

5.4.2 Hydraulický agregát

Při výběru agregátu je nutné uvažovat použitý lineární hydraulický motor, rychlost posuvu a další parametry. První veličina potřebná pro konfigurátor hydraulického agregátu firmy Bosch Rexroth [19] je minutový průtok hydraulické kapaliny Q_m . Ten závisí na použitém lineárním motoru a rychlosti v_p pohybu pístu. Výpočet provedeme dle vzorce. Vstupní podmínky

$$v_p = 3 \text{ m.s}^{-1}$$

$$d_v = 0,1 \text{ m}$$

$$Q_m = \pi \cdot \left(\frac{d_v}{2}\right)^2 \cdot v = \pi \cdot \left(\frac{0,1}{2}\right)^2 \cdot 3 = 0.0236 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 23,6 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1} \quad (72)$$

Objem nádrže hydraulického agregátu musí být takový, aby dokázal pojmout všechny hydraulický olej systému. U stabilních hydraulických systémů se volí užitečný objem nádrže V_N ve výši třinásobku až šestinásobku Q_m . V rámci nádrže jsou instalované přepážky, které mají za úkol uklidnit pohyb oleje v nádrži, dále pak filtrační jednotka, čidla tlaku a ukazatel hladiny.

$$V_N = 6 \cdot Q_m = 141,6 \text{ l} \quad (73)$$

Nejbližší velikosti nádrže od firmy Bosch Rexroth [19] dosahují objemu 100 a 160 litrů. Vzhledem k volbě průtoku minimálně 23,6 litrů za minutu jsou v nabídce pouze nádrže o kapacitě 160 litrů a 250 litrů. Hydraulický agregát dále disponuje elektromotorem, který pohání hydraulické čerpadlo. Výkon motoru byl určen konfigurátorem na základě požadovaného minutového průtoku a provozních otáček čerpadla. Součástí agregátu je i čidlo tlaku, ukazatel hladiny, vypouštěcí ventil, přídatný servisní otvor, filtrační jednotka a příprava pro připojení dalších prvků soustavy pomocí konektorů „System 06“.

Tab 10) Hlavní parametry hydraulického agregátu Bosch Rexroth

Bosch Rexroth ABPAC-0/1/0/VL3/020/015/0/S/0/00000		
Parametr	Hodnota	Jednotka
Objem nádrže	160	l
Maximální pracovní tlak	315	bar
Maximální průtok	27	l.min ⁻¹
Výkon motoru/napětí	15/400	kW/V
Objem čerpadla	20	cm ³

5.4.3 Další prvky hydraulického systému

Dalším prvkem hydraulického systému je 4/3 směrový proporcionální ventil, pomocí kterého se řídí směr pohybu válce a zároveň se řídí provozní tlak v obvodu. Zde zvolený ventil Bosch Rexroth je přímo řízen a zároveň může plnit funkci bezpečnostního ventilu. Při ztrátě řídicího napětí se ventil automaticky uzavře a nemůže přes něj proudit kapalina. Díky tomu se beran lisu nemůže pohybovat a ohrozit obsluhu. Mezi směrovým ventilem a hydraulickým válcem jsou umístěny v obou větvích snímače tlaku, jejichž výstupní signál slouží jako kontrolní hodnota. Zde byly zvoleny snímače Bosch Rexroth HM20-2X [19] pro maximální tlak 315 bar, který odpovídá maximálnímu výkonu agregátu.

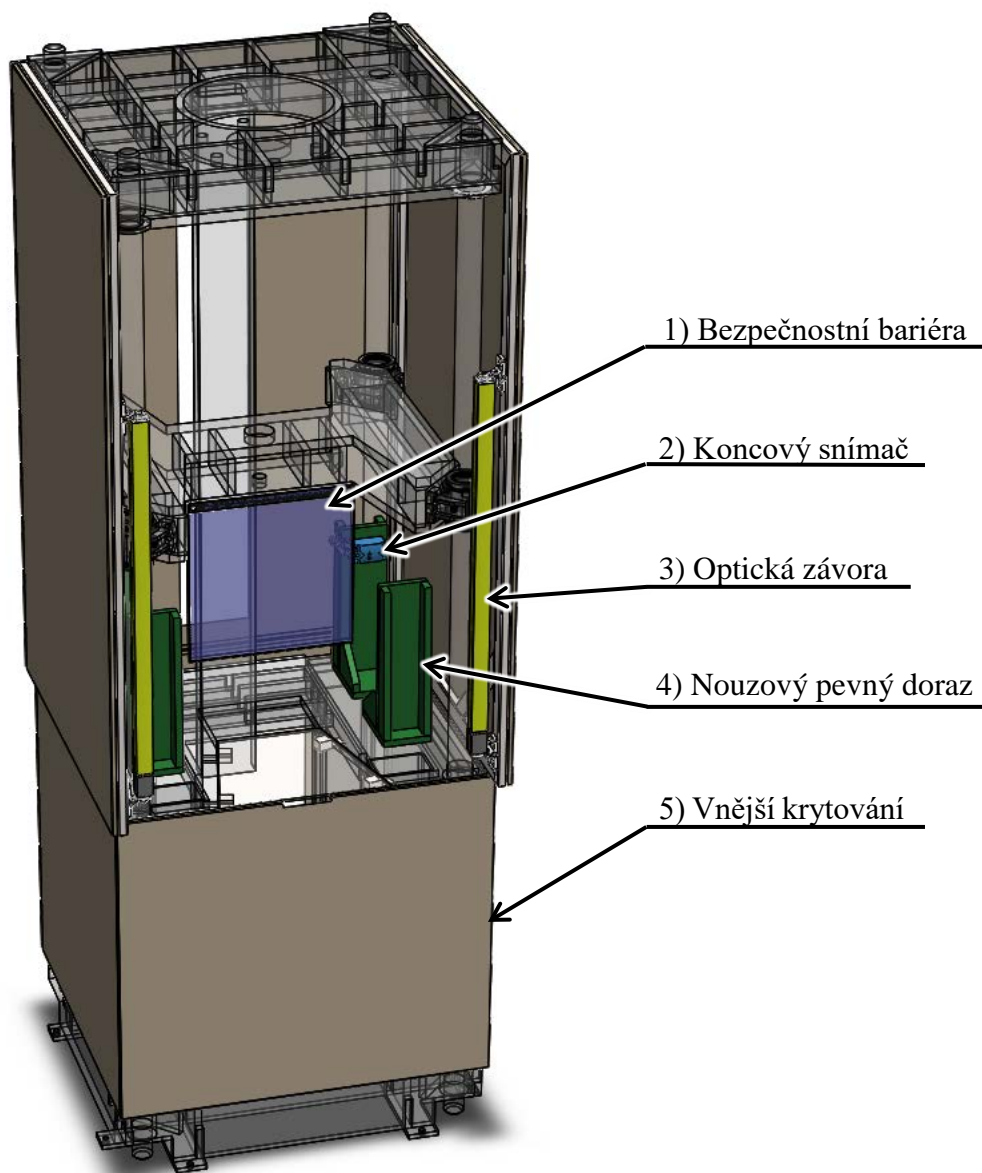


Obr. 20) Hydraulický motor Bosch Rexroth CDH3 [16]

5.5 Volba bezpečnostních prvků

Bezpečnostní opatření jsou nedílnou součástí konstrukce jakéhokoliv strojního zařízení. Zde je nutno zajistit, aby v průběhu lisování byl zamezen přístup obsluhy do pracovního prostoru zařízení. Pro tento účel byly zvoleny optické závory, které při narušení referenční snímané roviny automaticky vyšlou signál pro zastavení procesu lisování. Narušení může být způsobeno zásahem obsluhy do pracovního prostoru nebo vypadnutím dílu z pracovního prostoru, a tedy selháním stroje.

Následující obrázek (obr. 21) znázorňuje rozmístění bezpečnostních prvků na těle lisu. Žluté svislé prvky (3) v popředí jsou světelné závory. Zeleně znázorněné konzoly (4) v těle lisu jsou bezpečnostní pevné dorazy beranu lisu pro případ poruchy koncového snímače a tlakového snímače v hydraulickém okruhu. Modře znázorněný prvek v zadní části pracovního prostoru je mechanický koncový snímač (2), který dává pokyn k zastavení lisování a zpětnému pohybu beranu. Fialový prvek ve středu pracovního prostoru (1) je bezpečnostní přepážka z tvrzeného skla. Jako poslední prvek obrázek znázorňuje plechové kryty celého stroje (5).



Obr. 21) Konstrukční návrh bezpečnostních prvků a jejich umístění na těle hydraulického lisu.

Byla vybrána optická závora (3) od firmy Leuze electronic typového označení MLC320R20-750 [23] pro vysílač a MLC300T20-750 [22] pro odpovídač. Tato závora má účinnou délku 750 mm a rozlišení 20 mm. Tím je zaručeno, že rozpozná vniknutí obsluhy do hlídaného prostoru. Vzdálenost mezi oběma prvky závory může být až 15 metrů, což je pro tuto aplikaci dostačující. Závory jsou umístěny na vnějším okraji pracovního prostoru a pokrývají prostor od roviny pracovního stolu směrem vzhůru.

Další bezpečnostní prvek je odnímatelná fyzická zábrana (1) z tvrzeného skla. Tento prvek zabraňuje poranění obsluhy v případě, že v průběhu lisování dojde k anomálii a buďto hřídel, nebo paketový celek se dostane mimo pracovní prostor lisu. Tvrzené sklo je opatřeno folií, která zabrání roztříštění skla na střepy v případě zásahu skla paketem nebo hřídelí. Tato zábrana je upevněna na beranu lisu, tudíž nebrání vkládání polotovarů ani odebrání již hotových kusů.

Další bezpečnostní prvek jsou havarijní konzoly v pracovním prostoru (4). Tyto konzoly, v případě selhání koncového snímače [24], přenášejí lisovací sílu do spodní traverzy a zabrání zničení upínacího a polohovacího zařízení lisu. V momentě, kdy beran lisu dosedne na tyto konzoly, začne stoupat hydraulický tlak v hydraulickém okruhu a příslušná tlaková čidla dají pokyn k otevření ventilů a přerušení procesu lisování.

Jako poslední krok konstrukce zařízení je krytování pracovního prostoru (5) v místech, kde není jiný bezpečnostní prvek. Pro část lisu nad pracovním stolem jsou navrženy kryty na pravé i levé straně stroje a kryt v zadní části. Přední část je chráněna již zmíněnou světelnou zábranou a tvrzeným sklem. Část pod úrovní pracovního stolu je zakrytována ze všech stran.

Kryty levé i pravé a horní i dolní části tvoří plné plechové dílce. Kryty mají diagonálně umístěné prolisy, tzv. příčné zlomy. Tento prvek zvyšuje tuhost plochého plechového dílu. Zadní horní kryt má otvor pro přístup k vertikálnímu kabelovému žlabu. Zadní dolní kryt má otvor pro přístup k jednotce úpravy stlačeného vzduchu, servomotoru polohovacího zařízení a kabeláži ovládacích tlačítek. Přední dolní kryt je vyroben stejně jako boční kryty. Kryty jsou navrženy jako šroubované k rámu lisu.

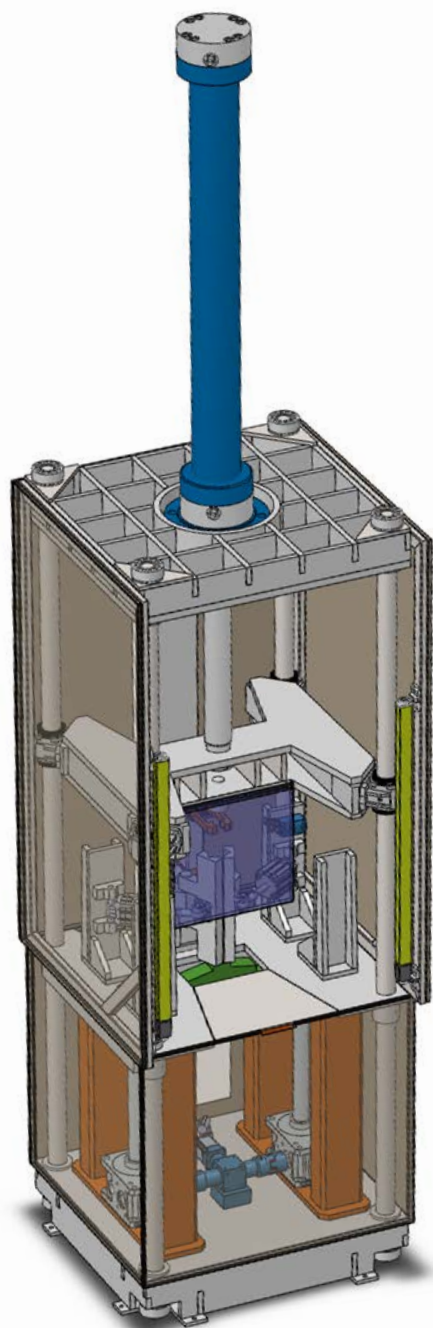
Další povinné bezpečnostní prvky, například tlačítko nouzového zastavení, jsou prvky elektrického systému stroje, což není součástí této bakalářské práce.

5.6 Přehled kompletního návrhu zařízení

Na závěr konstrukční části byl zpracován kompletní digitální model (obr. 21) obsahující všechny zde diskutované konstrukční uzly, mimo hydraulický, elektrický a pneumatický systém. Zařízení je ovšem pro implementaci těchto systémů připraveno a jsou v rámci jeho konstrukce vytvořeny podmínky pro vedení a umístění prvků těchto systémů.

Zařízení se skládá z rámu stroje, pracovního stolu, upínacích a polohovacích zařízení, ochranných a bezpečnostních prvků. Dále jsou zde hlavní prvky hydraulického systému, prvky pneumatického systému využitě při konstrukci upínacích zařízení a prvky elektrického systému použité při konstrukci polohovacího zařízení.

Zařízení splňuje zadané parametry, které byly ověřeny výpočty v této kapitole.



Obr. 22) Kompletní návrh hydraulického lisu

6 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo zhodnotit stávající stav stroje a procesu lisování paketových celků a hřídelí pro výrobu elektromotorů a navrhnout řešení, jak tento proces vylepšit. Jako řešení byla zvolena konstrukce nového lisovacího zařízení.

Stávající stav lisu a popis procesu lisování, zhodnocení úzkých míst a diskuze nad možnými řešeními je zpracována na začátku bakalářské práce. V rámci této rozpravy byly navrženy a zkonstruovány zařízení pro upínání paketového celku, upínání hřídele a polohování paketového celku. Pro tento konstrukční uzel byly v další kapitole zpracovány výpočty.

Následuje výpočtově konstrukční část práce, kdy jsou všechny konstrukční uzly nového zařízení podrobeny funkčním i pevnostním výpočtům a na základě výsledků výpočtů jsou tyto prvky navrženy.

Nejprve byl navržen způsob výpočtu potřebné lisovací síly a tato hodnota byla vypočtena. Pro výpočet byly použity všechny možné kombinace průměrů hřídelí a paketových plechů a jejich materiálové charakteristiky. Jako maximální výkon hydraulického lisu byla zvolena nejvyšší dosažená hodnota ve výpočtech. Tato síla následně byla srovnána s dostupnými standardizovanými prvky a byla optimalizována. Výsledný výkon hydraulického lisu je $F = 188 \text{ kN}$.

Následně byl navržen rám hydraulického lisu optimalizovaný pro maximální zatížení lisu. Jako konstrukční přístup byl vybrán čtyřsloupový rám a byla navržena konstrukce traverz, sloupů i pracovního stolu na základě pevnostních výpočtů těchto prvků. Horní traverza byla podrobena pevnostnímu výpočtu a následně kontrole prohnutí při použití maximální lisovací síly. Toto bylo ověřeno i analýzou MKP. Výsledky těchto dvou výpočtů se lišily, kdy analytický výpočet ukazoval větší prohnutí traverzy než model MKP, což bylo zapříčiněno použitím zjednodušeného modelu pro analytický výpočet. Dále bylo navrženo spojení sloupů s traverzami a vypočteny parametry potřebných předepínacích prvků.

Následně bylo analyze podrobeno navržené polohovací zařízení z předchozí kapitoly a jeho prvky byly těmito výsledkům přizpůsobeny. Byly ověřeny parametry použitých pohybových šroubů a provedena pevnostní analýza polohovací traverzy. Další krok bylo navrhnout parametry hydraulického agregátu a vybrat hydraulický lineární motor. Byly provedeny výpočty minimálního průtoku hydraulické kapaliny v okruhu a na základě toho zvolen hydraulický agregát. Jako poslední byly zvoleny bezpečnostní prvky a zakomponovány do rámu lisu.

Bakalářská práce se věnuje konstrukčnímu návrhu zařízení a k tomu potřebných veličin. Návrh pneumatického, kompletního hydraulického a elektrického systému není součástí této bakalářské práce a věnuje se mu jen okrajově.

Na závěr byl zpracován kompletní digitální model hydraulického lisu a výkresová dokumentace vybraných konstrukčních uzlů a prvků. Návrh nového zařízení odstraňuje úzká místa procesu diskutována na začátku bakalářské práce a naplňuje tedy zadání této práce.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] CERHA, Josef. *Hydraulické a pneumatické mechanismy I. 2.* Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-560-0.
- [2] ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. *Konstrukce tvářecích strojů, Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium.* 1. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8.
- [3] STANĚK, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů, Tvářecí stroje.* 1. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2004. ISBN 80-7082-738-6.
- [4] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí.* 1. Brno: VUT FSI v Brně, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [5] ŠTRBA, Marián a JIŘÍ JANOUŠ. *Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky: československá státní norma ČSN 21 0001: schválena listopad 1996.* 1. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1996. ISBN 8590963203515.
- [6] DUDEK, Milan. *NAPJATOSTNÍ ANALÝZA V NALISOVANÉM SPOJI.* Brno, 2011. Bakalářská práce. VUT FSI v Brně. Vedoucí práce Jana HORNÍKOVÁ.
- [7] NADYMÁČEK, Tomáš. *NÁVRH A KONSTRUKCE MANIPULÁTORU A AKUMULAČNÍHO ZÁSOBNÍKU DŘEVĚNÝCH LAMEL.* Brno, 2010. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [8] NEZBEDA, Filip. *HYDRAULICKÝ POHON KONTEJNEROVÝCH NUŽEK CNS 730/190 MTC.* Brno, 2012. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [9] Franklin Electric. In: *WaterWellMotors* [online]. Miami: Water Well Motors, 2013 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <http://waterwellmotors.com/index.php/franklin-electric.html?cat=55>
- [10] *Motor replacement* [online]. In: . Holland, MI: SCOTT AERATOR co., 2018 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.scottaerator.com/motors-replacement-franklin-electric-1-3-hp>
- [11] Univerzální hydraulické lisy CBA. In: *Rakovnické tvářecí stroje* [online]. Rakovník: Rakovnické tvářecí stroje, 2016 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: http://www.tosrakovnik.cz/article-univerzalni_hydraulicke_lisy_cba
- [12] Svěrák strojní prizmatický. In: *Markagro* [online]. Sviadnov: MarkAgro, 2016 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.markagro.net/produkt/sverak-strojni-prizmaticky-propunutí-trubek-100-mm-fqv100-10-80-darmet>
- [13] Zimm Z series Screw Jack. In: *Hepcomotion* [online]. Devon: HepcoMotion, 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.hepcomotion.com/product/zimm-screw-jack-systems/zimm-z-series-screw-jack/>
- [14] Samostatné lisy s C-rámem. In: *Tox Pressotechnik* [online]. Brno: Tox Pressotechnik, 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://cz.tox-pressotechnik.com/vyrobyky/lisy/ramy-lisu/lisy-s-c-ramem/>
- [15] DHRS-32-A. In: *TSI Solution* [online]. Stone Mountain, GA: TSI Solutions, 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.tsisolutions.us/itemdetail/DHRS-32-A>
- [16] Hydraulic cylinder, mill type. In: *Bosh Rexroth* [online]. Lohr am Main: Bosch Rexroth, 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/industrial-hydraulics/cylinders/mill-type-cylinder/cd-single-rod-cylinder/cdh3#>

- [17] Samostředící spirálová sklíčidla. In: *TOS Svitavy* [online]. Svitavy: TOS Svitavy, 2012 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <http://www.tossvitavy.com/index.php/sklididla/samostredici-spiralova-sklididla>
- [18] Radiální chapadla DHRS. In: *Festo* [online]. Esslingen: Festo Vertrieb GmbH & Co., 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_DHRS
- [19] Power units. *Bosch Rexroth* [online]. Lohr am Main: Bosch Rexroth, 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/produkty/skupiny-produktu/prumyslova-hydraulika/power-units>
- [20] Cylinders. *Bosch Rexroth* [online]. Lohr am Main: Bosch Rexroth, 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/produkty/skupiny-produktu/prumyslova-hydraulika/cylinders>
- [21] Výrobky FESTO. *Festo* [online]. Esslingen: Festo Vertrieb GmbH & Co., 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/products
- [22] MLC300. *Leuze Electronic* [online]. Owen: Leuze electronic GmbH + Co., 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://leuze.com/en/deutschland/produkte/produkte_fuer_die_arbeitssicherheit/optoelektronische_sicherheits_sensoren/sicherheits_lichtvorhaenge/mlc_3_3/mlc_31_3/selector.php?supplier_aid=68090207&grp_id=1351583849460&lang=eng
- [23] MLC320. *Leuze Electronic* [online]. Owen: Leuze electronic GmbH + Co., 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://leuze.com/en/deutschland/produkte/produkte_fuer_die_arbeitssicherheit/optoelektronische_sicherheits_sensoren/sicherheits_lichtvorhaenge/mlc_3_3/mlc_32_3/selector.php?supplier_aid=68092207&grp_id=1351583849461&lang=eng
- [24] FD505-M2. *Pizzato electronic* [online]. Marostica: Pizzato Elettrica S.r.l., 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.pizzato.com/en/catalog/FD505M2.html>
- [25] SJ M42. *Nord lock* [online]. Zdiby: Nord-Lock, 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.nord-lock.com/cs-cz/superbolt/vyrobky/predepinaci-prvky/>
- [26] Linear bearings. *SKF* [online]. Praha: SKF CZ, 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: [https://www.skf.com/binary/21-245746/Linear-bearings-and-units---4182_2-EN\(1\).pdf](https://www.skf.com/binary/21-245746/Linear-bearings-and-units---4182_2-EN(1).pdf)
- [27] Chromované pístní tyče. *HydrauliCS* [online]. Slopné: HYDRAULICS, 2017 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/chromovanetyce.pdf>
- [28] 50kN-40×7-R-Trapezoidal screw. *ZIMM* [online]. Lustenau: ZIMM Maschinenelemente GmbH + Co, 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://zimmscrewjacks.com/product/50kn-40x7-r-trapezoidal-screw/>
- [29] Technical appendix. *ZIMM* [online]. Lustenau: ZIMM Maschinenelemente GmbH + Co, 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://zimmscrewjacks.com/wp-content/uploads/sites/3/2019/03/calculations-design.pdf>
- [30] HYNEK, Martin. Hydraulický lis analytický výpočet. In: *Západočeská univerzita v Plzni* [online]. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://kks.zcu.cz/export/sites/kks/projekty-verfin/OPVK_PU/KA_08_publikace/KA08.01_HYDRAULICKY_LIS_ANALYTICKY_VYPOCET.pdf
- [31] Přímoharé motory ISO 6022. *HydrauliCS* [online]. Slopné: HYDRAULICS, 2019 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.hydraulics.cz/24980-iso-6022-primocary-hydromotor-dvojcinny-tlumeni-regulace>

8 SEZNAM OBRÁZKŮ A TABULEK

8.1 Seznam tabulek

TAB 1) VLASTNOSTI A PARAMETRY HŘÍDELE	32
TAB 2) VLASTNOSTI A PARAMETRY PAKETOVÝCH PLECHŮ	32
TAB 3) KOMBINACE VELIČIN PRO VÝPOČET STYKOVÉHO TLAKU.....	32
TAB 4) HODNOTY STYKOVÉHO TLAKU PRO PAKETY	33
TAB 5) LISOVACÍ SÍLY PRO PAKETY S PAKETOVÝM PLECHEM 178275101	34
TAB 6) LISOVACÍ SÍLY PRO PAKETY S PAKETOVÝMI PLECHY 178275102 34	
TAB 7) LISOVACÍ SÍLY PRO PAKETY S PAKETOVÝMI PLECHY 178770101 34	
TAB 8) LISOVACÍ SÍLY PRO PAKETY S PAKETOVÝM PLECHEM 178770102	34
TAB 9) PARAMETRY LINEÁRNÍ MOTORU BOSCH REXROTH.....	48
TAB 10) HLAVNÍ PARAMETRY HYDRAULICKÉHO AGREGÁTU BOSCH REXROTH.....	49

8.2 Seznam obrázků

OBR. 1) ŘEZ 4“ MOTOREM FRANKLIN ELECTRIC A JEHO STAVBA [10] (PŘEKLAD VLASTNÍ).....	19
OBR. 2) ČERPADLOVÉ ELEKTROMOTORY SPOLEČNOSTI FRANKLIN ELECTRIC [9]	20
OBR. 3) A) LITINOVÝ C-RÁM STOLNÍHO LISU TOX® SÉRIE CEC [14], B) SVAŘOVANÝ C-RÁM STOLNÍHO LISU TOX® SÉRIE PC [14]	24
OBR. 4) A) UNIVERZÁLNÍ HYDRAULICKÝ LIS CBA 200 SE ČTYŘSLOUPOVÝM RÁMEM [11], B) NAVRHOVANÉ ŘEŠENÍ KONSTRUKCE RÁMU	24
OBR. 5) SAMOSTŘEDÍCÍ UPÍNACÍ HLAVA TOS IUH 100 [17]	25
OBR. 6) A) PRIZMATICKÝ SVĚRÁK DARMET [12] B) KONSTRUKČNÍ NÁVRH PNEUMATICKY OVLÁDANÝCH ČELISTÍ PRO UPÍNÁNÍ PAKETOVÝCH CELKŮ.....	26
OBR. 7) KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ POLOHOVACÍHO ZAŘÍZENÍ.	27
OBR. 8) A) PNEUMATICKÉ RADIÁLNÍ ČAPADLO FESTO DHRS [18] B) KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ČAPADLA, UPÍNEK A JEHO KONZOLE (ZNÁZORNĚNO ORANŽOVĚ).....	29
OBR. 9) ZNÁZORNĚNÍ SILOVÉHO PŮSOBENÍ NA TRAVERZU A VAZBY V BODECH A A B	36

OBR. 10) UVOLNĚNÍ VAZEB V BODECH A A B A SILOVÉ PŮSOBENÍ NA TRAVERZU	36
OBR. 11) VVU HORNÍ TRAVERZY V ROVINĚ XY. MAXIMUM OHYBOVÉHO M 37	
OBR. 12) ZPĚTNÁ ANALÝZA VÝPOČTŮ VÝŠKY HORNÍ TRAVERZY POMOCÍ ANALÝZY MKP V PROGRAMU SOLIDWORKS.....	38
OBR. 13) ZNÁZORNĚNÍ SÍLOVÉHO PŮSOBENÍ NA TRAVERZU A VAZBY C A D 39	
OBR. 14) UVOLNĚNÍ VAZEB V BODECH C A D A SILOVÉ PŮSOBENÍ NA TRAVERZU.	39
OBR. 15) VVU DOLNÍ TRAVERZY V ROVINĚ XY. PÍSMENEM M JE OZNAČENO MAXIMUM OHYBOVÉHO MOMENTU.....	40
OBR. 16) KONSTRUKČNÍ NÁVRH ČTYŘSLOUPOVÉHO RÁMU	43
OBR. 17) ZNÁZORNĚNÍ SILOVÉHO PŮSOBENÍ NA TRAVERZY A VAZBY V BODECH E A F	45
OBR. 18) UVOLNĚNÍ VAZEB V BODECH E A F A SILOVÉ PŮSOBENÍ NA TRAVERZU	45
OBR. 19) VVÚ POHYBLIVÉ TRAVERZY V ROVINĚ XY. PÍSMENEM M JE OZNAČENO MAXIMUM OHYBOVÉHO MOMENTU	46
OBR. 20) HYDRAULICKÝ MOTOR BOSCH REXROTH CDH3 [16]	49
OBR. 21) KONSTRUKČNÍ NÁVRH BEZPEČNOSTNÍCH PRVKŮ A JEJICH UMÍSTĚNÍ NA TĚLE HYDRAULICKÉHO LISU.....	50
OBR. 22) KOMPLETNÍ NÁVRH HYDRAULICKÉHO LISU.....	52

PŘÍLOHY

Příloha číslo 1: DESKY NA VÝKRESY

- Výkres hlavní sestavy
- Výkres vybrané podsestavy
- Detailní výkresy 3 konstruovaných prvků

Příloha číslo 2: Datové CD

- 3D model hydraulického lisu v neutrálním formátu 3D CAD
- Výkresy z přílohy číslo 1 v digitální podobě